

Г. Т. ГРОССШМИДТ

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИПОВОГО  
СТАНОЧНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ  
РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

114

Г. Т. ГРОССШМИДТ

**РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИПОВОГО  
СТАНОЧНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ  
РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ**

ТАЛЛИН, 1958

~~R37853~~

Ep. 2329



## ВВЕДЕНИЕ

До настоящего времени параметры систем гидроприводов металлорежущих станков выбираются главным образом из условий получения необходимого тягового усилия и желаемой скорости движения гидродвигателя. При этом принимают все меры, чтобы поддерживать установленную скорость движения гидродвигателя постоянной, для чего применяют регуляторы скорости и устройства для компенсации утечек и изменений вязкости масла.

Динамические характеристики проектируемого гидропривода обычно не рассчитывают. Параметры выбирают на основе опыта эксплуатации существующих приводов.

Вследствие недостаточно быстрого реагирования или большой неравномерности скорости при изменениях нагрузки удовлетворительная работа системы при таком выборе параметров не всегда достигается. Ввиду возникновения автоколебаний система в некоторых случаях оказывается неработоспособной. Особенно нежелательно возникновение скачкообразного движения рабочего органа станка.

Из всего этого следует необходимость выполнения динамического расчета систем гидроприводов. Однако теория, на основе которой можно было бы сделать указанные расчеты, пока еще недостаточно разработана.

В последние годы появился ряд работ, посвященных исследованию динамических процессов гидроприводов. Теория расчета устойчивости движения и колебаний гидроприводов рассмотрена в работах И. З. Зайченко [1] и Г. И. Каменецкого [2]. Вопросам создания теории расчета устойчивости движения гидравлических следящих систем посвящены работы В. А. Лещенко [3], Б. Л. Коробочкина [4], Г. И. Каменецкого [5], Я. Зеленого [6] и Е. М. Хаймовича [7], [8].

Эти работы являются важными этапами развития теории устойчивости движения и колебаний механизмов

станков с гидроприводом; однако они еще не дают полную возможность для подробного и многостороннего анализа работы сложных систем гидроприводов станков.

В настоящей работе на основе общей методики теории автоматического регулирования предлагается методика расчета динамических свойств типового гидропривода с дроссельным регулированием скорости.

Работа выполнена в лаборатории кафедры станков Киевского ордена Ленина Политехнического Института под руководством профессора, доктора технических наук Е. М. Хаймовича.

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГИДРОПРИВОДАХ СТАНКОВ

При работе гидропривода могут возникать вынужденные колебания и самовозбуждающиеся или автоколебания.

Вынужденные колебания в гидравлических системах возникают от внешних периодических воздействий. Главными источниками воздействий являются пульсация расхода насоса и периодические изменения внешних нагрузок, которые связаны с характером процесса резания.

Причиной появления автоколебаний является переход части энергии движения звеньев гидросистемы в энергию колебательного движения, вследствие чего поддерживаются незатухающие колебания постоянной амплитуды.

Колебания в линейных системах имеют всегда гармонический характер, а автоколебания могут иметь характер от почти гармонических до релаксационных (резко несинусоидальных или разрывных), причем частота почти гармонических колебаний очень близка к частоте собственных колебаний.

Нелинейными факторами, способствующими возникновению в гидроприводах автоколебаний, являются нелинейность сопротивления движению гидродвигателя (трение, переменные усилия резания, разные зазоры) и нелинейность сопротивления движению регулирующей аппаратуры (трение).

Очень важной динамической характеристикой является поведение системы гидропривода в переходных процессах.

Переходные процессы в гидравлических системах возникают либо при изменении внешней нагрузки на гидродвигатель либо при изменении режима работы системы (при изменении скорости движения гидродвигателя, при

изменении рабочего давления, при пуске и торможении, при реверсе).

В зависимости от характера, величины и направления действия возмущения или изменения режима работы, а также в зависимости от параметров системы и начального режима работы переходные процессы в гидроприводе могут иметь самый разнообразный характер.

При оценке качества работы гидропривода станка определяющим является характер переходного процесса изменения скорости гидродвигателя. В зависимости от конкретных условий изменение скорости гидродвигателя в переходном процессе может носить либо колебательный, либо неколебательный характер. Переходной процесс может протекать быстрее или медленнее, относительная неравномерность скорости может быть больше или меньше.

Поведение гидравлической системы в динамическом отношении зависит от многих постоянных и переменных параметров и влияющих факторов системы, а также параметров режима ее работы. Теоретически исследовать сложную гидравлическую систему с учетом всех нелинейностей является весьма трудной задачей.

В случаях, когда это практически допустимо, поведение нелинейной системы можно описать линейными уравнениями, рассматривая малые отклонения около какого-нибудь равновесного состояния системы. При этом нелинейные зависимости заменяются приближенными линейными в данном равновесном положении.

Характеристики сил трения, имеющие нелинейную зависимость от скорости движения, можем разбить на отдельные линейные участки. Поведение системы можем рассматривать тогда на каждом участке в отдельности.

Таким образом условия возникновения почти гармонических автоколебаний мы можем найти из линеаризованной системы уравнений. Так как с уменьшением скорости движения гидродвигателя гармонические колебания переходят к релаксационным, такое же условие имеет место и для возбуждения релаксационных автоколебаний.

Уравнения переходных процессов при устойчивых режимах работы можем также найти из линеаризованных уравнений. Эти уравнения описывают процесс тем точнее, чем меньше неравномерность движения гидродвигателя.



## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ВЫВОД ОСНОВНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ТИПОВОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

Рассмотрим типовую схему гидропривода с нерегулируемым насосом и дросселем на выходе (фиг. 1).

В качестве переливного клапана использован напорный золотник типа Г 54—1.

При составлении дифференциальных уравнений динамики разбиваем систему на отдельные звенья и выводим для каждого звена соответствующее уравнение. Совокупность уравнений динамики всех звеньев системы определяет ее поведение в работе.

Для упрощения расчетов приняты следующие допущения:

1. Не учтены потери давления в трубопроводах, принимаемая трубопроводы весьма короткими и большого диаметра.

2. Предполагается, что возмущения распространяются по всей системе мгновенно, имея в виду, что длины трубопроводов и цилиндра малы.

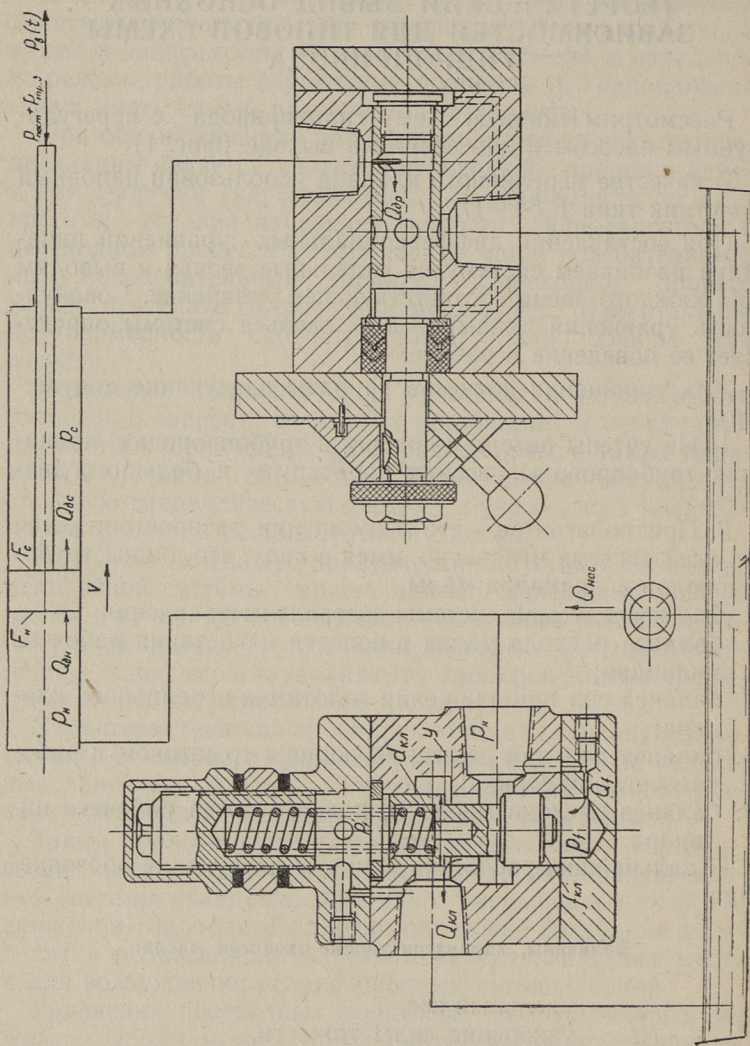
Для исследуемой системы составлены уравнения:

1. баланса расхода масла в полости нагнетания рабочего цилиндра;
2. баланса сил при движении золотника переливного клапана;
3. баланса сил при движении поршня со штоком и рабочим органом станка;
4. баланса расхода масла в полости слива рабочего цилиндра.

В дальнейших расчетах приняты следующие обозначения:

Величины, характеризующие свойства масла:

- $\gamma$  — удельный вес,
- $g$  — ускорение силы тяжести,
- $\rho$  — плотность,
- $\nu$  — кинематическая вязкость,
- $Re$  — число Рейнольдса,
- $E_{ж}$  — объемный модуль упругости.



Фиг. 1. Расчетная схема гидропривода.

### Параметры гидродвигателя:

- $F_H$  — площадь поршня со стороны нагнетания,  
 $F_C$  — площадь поршня со стороны слива,  
 $m_d$  — масса движущихся деталей и масла, приведенная к поршню гидродвигателя,  
 $V_{H0}$  — мгновенный объем масла в полости нагнетания,  
 $V_{C0}$  — мгновенный объем масла в полости слива.

### Параметры клапана:

- $d_{кл}$  — диаметр золотниковой щели,  
 $f_{кл}$  — торцевая площадь переливного золотника, на которую действует давление масла, стремящееся его открыть,  
 $\delta_{кл}$  — радиальный зазор между золотником и корпусом,  
 $d$  — диаметр демпферного отверстия,  
 $l$  — длина демпферного отверстия,  
 $m_{кл}$  — масса золотника с  $\frac{1}{3}$  частью массы пружины,  
 $\alpha_p$  — угол между осью струи и осью золотника,  
 $L_{кл}$  — расстояние по оси золотника между серединами втекания и вытекания струи.

### Расходы жидкости:

- $Q_{нас}$  — расход, нагнетаемый насосом,  
 $Q_{нас, теор. ср}$  — средний теоретический расход насоса,  
 $Q_{ут. нас}$  — утечки в насосе,  
 $a$  — амплитуда колебаний расхода насоса,  
 $\omega_{нас}$  — круговая частота колебаний расхода насоса,  
 $Q_{кл}$  — расход через золотниковую щель клапана,  
 $\alpha_{кл}$  — коэффициент расхода через золотниковую щель клапана,  
 $u$  — скорость течения жидкости в золотниковой щели клапана,  
 $Q_f$  — расход через демпферное отверстие клапана,  
 $Q_{ут. н}$  — суммарные утечки в полости нагнетания, которые могут быть и отрицательными,

- $Q_{дн}$  — расход, потребляемый гидродвигателем,  
 $Q_{сж. н}$  — изменение во времени объема масла (вследствие сжимаемости) в полости нагнетания рабочего цилиндра,  
 $Q_{дс}$  — расход, направленный гидродвигателем на слив,  
 $Q_{др}$  — расход через дроссель,  
 $a_{др}$  — коэффициент расхода через дроссель,  
 $f_{др}$  — площадь проходного сечения дросселя,  
 $Q_{ут. с}$  — суммарные утечки в полости слива, которые могут быть и отрицательными,  
 $Q_{сж. с}$  — изменение во времени объема масла (вследствие сжимаемости) в полости слива рабочего цилиндра.

Расходы соответствующие равновесному положению системы обозначены индексом «о».

#### Силы в клапане:

- $P_m$  — результирующая сила давления масла, стремящаяся открыть щель переливного золотника,  
 $P_f$  — давление масла, действующее на торцевую площадь переливного золотника,  
 $P'_f$  — давление масла, действующее на переливной золотник со стороны пружины,  
 $P_p$  — сила пружины, стремящаяся закрыть щель переливного золотника,  
 $P_{пo}$  — сила сжатия пружины при нулевом значении перемещения переливного золотника,  
 $C_{кл}$  — жесткость пружины клапана,  
 $P_p$  — осевая слагаемая реактивной силы струи жидкости,  
 $P_{тр. кл}$  — сила трения переливного золотника,  
 $P_{тр. клo}$  — постоянная составляющая силы трения переливного золотника, — знак, который зависит от направления движения,  
 $b$  — коэффициент характеристики силы трения переливного золотника,  
 $G$  — вес золотника и пружины (учитывается вертикальная составляющая веса).

### Силы в гидродвигателе:

- $P_n$  — сила давления масла, действующая со стороны нагнетания,  
 $P_{рез}$  — нагрузка от сил резания,  
 $P_{пост}$  — постоянная составляющая нагрузки от сил резания,  
 $P_B(t)$  — переменная составляющая полезной нагрузки от сил резания (возмущающая сила),  
 $P_B$  — величина скачка нагрузки,  
 $P_c$  — сила противодействия масла, действующая со стороны слива,  
 $P_{тр. д}$  — суммарная сила трения,  
 $P_{тр. до}$  — постоянная составляющая суммарной силы трения,  
 $c$  — коэффициент характеристики действующих на гидродвигатель внешних сил.

### Переменные:

- $x$  — путь перемещения поршня гидродвигателя,  
 $v = \frac{dx}{dt}$  — скорость движения поршня гидродвигателя,  
 $P_n$  — рабочее давление масла,  
 $P_c$  — давление масла в полости слива гидродвигателя,  
 $y$  — величина осевого открытия (со знаком «+») или перекрытия (со знаком «—») щели переливного золотника.  
Эти же параметры, соответствующие равновесному положению системы, обозначены индексом «о» и любые постоянные величины этих параметров индексом «п».
- $w$  — относительная скорость движения поршня гидродвигателя,  
 $q_n$  — относительное рабочее давление масла,  
 $q_c$  — относительное давление масла в полости слива гидродвигателя,  
 $\eta$  — относительная величина осевого открытия или перекрытия щели переливного золотника,  
 $t$  — время,  
 $r$  — оператор дифференцирования.

Показатели динамика работы гидропривода:

$\Delta v_{ст}$  — статическое отклонение скорости движения поршня гидродвигателя,

$\omega$  — круговая частота собственных колебаний силового органа гидродвигателя,

$f$  — частота собственных колебаний силового органа гидродвигателя,

$\beta$  — коэффициент затухания собственных колебаний гидродвигателя,

$T_{пер}$  — время протекания переходного процесса,

$\Delta v_{пер}$  — величина перерегулирования скорости движения поршня гидродвигателя в переходном процессе,

$v_{min}, v_{max}$  — минимальное и максимальное значение скорости движения поршня гидродвигателя в переходном процессе.

Уравнение баланса расхода в полости нагнетания рабочего цилиндра в общем виде представляется:

$$Q_{нас} - Q_{дн} - Q_{кл} - Q_f - Q_{ут.н} = Q_{сж.н} \quad (1)$$

Расход  $Q_{нас}$ , подаваемый насосом, состоит из трех слагаемых: среднего теоретического расхода насоса, утечек, которые являются функцией давления и вязкости масла, и слагаемой, которая изменяется по синусоидальному закону (пульсация расхода):

$$Q_{нас} = Q_{нас.теор.ср} - Q_{ут.нас}(p_H, \nu) + a \sin \omega_{нас} t;$$

расход, потребляемый гидродвигателем прямолинейного движения:

$$Q_{дн} = v F_H;$$

расход через золотниковую щель переливного клапана представляется в виде:

$$Q_{кл} = Q_{кл}(d_{кл}, \delta_{кл}, \nu, p_H, Re);$$

расход, вытесняемый переливным золотником при его движении, равняется:

$$Q_f = f_{кл} \dot{y};$$

суммарные утечки в полости нагнетания рабочего цилиндра:

$$Q_{ут.н} = Q_{ут.н} (p_n, p_c, v) ;$$

изменение во времени объема масла в полости нагнетания рабочего цилиндра вследствие упругих деформаций происходит главным образом из-за сжимаемости масла:

$$Q_{сж.н} = \frac{V_{н0}}{E_{ж}} \dot{p}_n .$$

Уравнение баланса сил при движении переливного золотника:

$$m_{кл} \ddot{y} = P_M - P_{П} - P_P - P_{тр.кл} - G , \quad (2)$$

где  $P_M = f_{кл} (p_f - p_f')$  ,  $P_{П} = P_{п0} + c_{кл} y$  ,

$$P_P = P_{P_1} + P_{P_2} = \rho u Q_{кл} \cos \alpha_P + \rho L_{кл} \frac{dQ_{кл}}{dt}$$

сила трения между переливным золотником и его корпусом выражается:

$$P_{тр.кл} = P_{тр.кл_0} \text{sign} \dot{y} + b \dot{y} ,$$

где  $b = \frac{\partial P_{тр.кл}}{\partial \dot{y}}$  — коэффициент характеристики силы трения, который может иметь положительное или отрицательное значение.

Противодавление масла со стороны пружины по опытам автора  $p_f' < 0,7$  кг/см<sup>2</sup> и весьма мало по сравнению с  $p_f$ . Вес золотника  $G$  обычно также малая величина.

Допустим, что рассматриваемая система находится в состоянии, соответствующем установившемуся движению гидродвигателя. В момент времени, принимаемый за начальный, нагрузка на поршень начинает изменяться, вызывая переходный процесс.

При этом уравнение баланса сил при движении поршня со штоком и рабочим органом станка получаем в виде:

$$m_d \dot{v} = P_n - P_{рез} - P_c - P_{тр.д} , \quad (3)$$

где

$$P_n = p_n F_n, \quad P_c = p_c F_c, \quad P_{рез} = \pm P_{посл} \mp P(t) + c_1 v,$$

$$P_{мод} = P_{мод} \operatorname{sign} v + c_2 v.$$

Переменная часть нагрузки от сил резания  $P_B(t)$ , которая вызывает переходный процесс в системе гидропривода, принята при ее направлении по движению поршня гидродвигателя со знаком плюс.

Коэффициенты характеристики нагрузки от сил резания  $c_1 = \frac{\partial P_{рез}}{\partial v}$  и характеристики силы трения  $c_2 = \frac{\partial P_{тр.д}}{\partial v}$  могут быть положительными или отрицательными (падающие характеристики сил). Сумма коэффициентов  $c_1 + c_2 = c$  совместно с  $P_B(t)$  характеризуют действующие на гидродвигатель внешние возмущающие силы.

Уравнение баланса расхода в полости слива рабочего цилиндра:

$$Q_{ас} - Q_{ум.с} - Q_{др} = Q_{сж.с}, \quad (4)$$

где аналогично расходам в полости нагнетания рабочего цилиндра:

$$Q_{ас} = v F_c, \quad Q_{ум.с} = Q_{ум.с}(p_c, p_n, v),$$

$$Q_{др} = Q_{др}(f_{др}, p_c, v, Re), \quad Q_{сж.с} = \frac{V_{с2}}{E_m} \dot{p}_c.$$

Полученные дифференциальные уравнения нелинейные и поэтому их решение представляет значительные трудности. Ввиду этого необходимо прибегнуть к линеаризации уравнений.

Так как полученные зависимости не имеют разрывов, неоднозначностей и резких изгибов кроме характеристики силы трения в клапанах и в гидродвигателе при изменении направления движения, то это является признаком допустимости их линеаризации.

Линеаризацию уравнений производим при помощи формулы Тейлора. При этом ограничиваемся лишь членами первого порядка малости, принимая отклонения от равновесного положения достаточно малыми. Для иссле-



дования устойчивости движения гидропривода такое приближение вполне допустимо.

Для упрощения последующего хода выводов считаем вязкость масла  $\nu$  и число Рейнольдса  $Re$  постоянными.

В линеаризованном виде уравнение (1) баланса расхода в полости нагнетания рабочего цилиндра получается, при пренебрежении утечками между полостями, следующее:

$$Q_{нас. теор. ср.} - Q_{ут. нас.} - \left( \frac{\partial Q_{ут. нас.}}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n + a \sin \omega_{нас} t - Q_{дн.} - \\ - \left( \frac{\partial Q_{дн.}}{\partial v} \right)_0 \Delta v - Q_{кл.} - \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial y} \right)_0 \Delta y - \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n - \left( \frac{\partial Q_f}{\partial \dot{y}} \right)_0 \Delta \dot{y} - \\ - Q_{ут. н.} - \left( \frac{\partial Q_{ут. н.}}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n = \left( \frac{\partial Q_{сж. н.}}{\partial \dot{p}_n} \right)_0 \Delta \dot{p}_n ,$$

где индекс «0» обозначает, что величина соответствует равновесному положению системы.

Учитывая, что в равновесном положении имеет место соотношение:

$$Q_{нас. теор. ср.} - Q_{ут. нас.} - Q_{дн.} - Q_{кл.} - Q_{ут. н.} = 0 , \quad (5)$$

можем после преобразований написать:

$$\frac{V_{н.}}{E_{ж}} \Delta \dot{p}_n + \left[ \left( \frac{\partial Q_{ут. нас.}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{ут. н.}}{\partial p_n} \right)_0 \right] \Delta p_n + \\ + f_{кл.} \Delta \dot{y} + \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial y} \right)_0 \Delta y + F_n \Delta v = a \sin \omega_{нас} t . \quad (6)$$

Уравнение (2) баланса сил при движении переливного золотника преобразуется на:

$$m_{кл.} \Delta \ddot{y} + \left[ b + \rho L_{кл.} \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial y} \right)_0 \right] \Delta \dot{y} + \left[ c_{кл.} + \left( \frac{\partial P_{кл.}}{\partial y} \right)_0 \right] \Delta y = \\ = f_{кл.} \Delta p_f - \left( \frac{\partial P_{кл.}}{\partial p_n} \right)_0 \Delta p_n - \rho L_{кл.} \left( \frac{\partial Q_{кл.}}{\partial p_n} \right)_0 \Delta \dot{p}_n . \quad (7)$$

Входящую в это уравнение величину  $\Delta p_f$  можно получить из равенства:

$$Q_f [d, l, (p_n - p_f), \nu, Re] = f_{кл.} \dot{y} , \quad (8)$$

которое в линеаризованном виде представляется:

$$\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0 \Delta p_n + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_f}\right)_0 \Delta p_f = f_{кл} \Delta \dot{y}.$$

Так как расход  $Q_f$  является функцией разницы давлений  $p_n - p_f$ , то при установившемся режиме работы имеет место равенство:

$$\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0 = -\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_f}\right)_0.$$

Тогда получается:

$$\Delta p_f = \Delta p_n - \frac{f_{кл} \Delta \dot{y}}{\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0}. \quad (9)$$

При подстановке выражения  $\Delta p_f$  в уравнение (7) получается:

$$\begin{aligned} m_{кл} \Delta \ddot{y} + \left[ b + \rho L_{кл} \left(\frac{\partial Q_{кл}}{\partial y}\right)_0 + \frac{f_{кл}^2}{\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0} \right] \Delta \dot{y} + \left[ c_{кл} + \left(\frac{\partial P_{P1}}{\partial y}\right)_c \right] \Delta y = \\ = \left[ f_{кл} - \left(\frac{\partial P_{P1}}{\partial p_n}\right)_0 \right] \Delta p_n - \rho L_{кл} \left(\frac{\partial Q_{кл}}{\partial p_n}\right)_0 \Delta \dot{p}_n. \end{aligned} \quad (10)$$

Аналогичным преобразованиям подвергаются и остальные уравнения.

Для удобства исследования переходим к уравнениям с относительными параметрами и безразмерными коэффициентами, или коэффициентами, имеющими размерность времени в степени, равной порядку производной, при которой стоит данный коэффициент (постоянные времени).

Введем обозначения относительных параметров:

$$\frac{\Delta v}{v_n} = w, \quad \frac{\Delta p_n}{p_{н.н}} = q_n, \quad \frac{\Delta p_c}{p_{с.н}} = q_c, \quad \frac{\Delta y}{y_n} = \eta.$$

После введения новых обозначений коэффициентов получим уравнения в следующем виде.

Уравнение баланса расхода в полости нагнетания рабочего цилиндра:

$$T_{\text{кн}} \dot{q}_n + q_n + T_\eta \dot{\eta} + K_\eta \eta + K_{\text{шн}} w = \frac{a}{R_n} \sin \omega_{\text{нас}} t, \quad (11)$$

где

$$T_{\text{кн}} = \frac{V_{\text{кн}}}{E_{\text{ш}}} \rho_{\text{н.п}} \text{ сек},$$

$$R_n = \left[ \left( \frac{\partial Q_{\text{шт.нас}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{шт.н}}}{\partial p_n} \right)_0 \right] \rho_{\text{н.п}},$$

$$T_\eta = \frac{f_{\text{кл}} y_n}{R_n} \text{ сек}, \quad K_\eta = \frac{\left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial y} \right)_0 y_n}{R_n}, \quad K_{\text{шн}} = \frac{F_n v_n}{R_n}.$$

Уравнение баланса сил при движении переливного клапана:

$$T_{\text{кл1}}^2 \ddot{\eta} + T_{\text{кл2}} \dot{\eta} + \eta = K_{\text{кл}} q_n - T_p \dot{q}_n, \quad (12)$$

где

$$T_{\text{кл1}}^2 = \frac{m_{\text{кл}}}{c_{\text{кл}} + \left( \frac{\partial P_{\text{р1}}}{\partial y} \right)_0} \text{ сек}^2,$$

$$T_{\text{кл2}} = \frac{b + \rho L_{\text{кл}} \left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial y} \right)_0 + \frac{f_{\text{кл}}^2}{\left( \frac{\partial Q_{\text{р}}}{\partial p_n} \right)_0}}{c_{\text{кл}} + \left( \frac{\partial P_{\text{р1}}}{\partial y} \right)_0} \text{ сек},$$

$$K_{\text{кл}} = \frac{\left[ f_{\text{кл}} - \left( \frac{\partial P_{\text{р1}}}{\partial p_n} \right)_0 \right] \rho_{\text{н.п}}}{\left[ c_{\text{кл}} + \left( \frac{\partial P_{\text{р1}}}{\partial y} \right)_0 \right] y_n}, \quad T_p = \frac{\rho L_{\text{кл}} \left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial p_n} \right)_0 \rho_{\text{н.п}}}{\left[ c_{\text{кл}} + \left( \frac{\partial P_{\text{р1}}}{\partial y} \right)_0 \right] y_n} \text{ сек}.$$

Уравнение баланса сил при движении поршня со штоком и рабочим органом станка:

$$T_{\partial} \dot{w} + w - K_{q_n} q_n + K_{q_c} q_c = \frac{\pm P_b(t)}{c v_n} , \quad (13)$$

где  $T_{\partial} = \frac{m_{\partial}}{c}$  сек,  $K_{q_n} = \frac{\rho_{кн} F_n}{c v_n}$ ,  $K_{q_c} = \frac{\rho_{сн} F_c}{c v_n}$ .

Уравнение баланса расхода масла в полости слива рабочего цилиндра:

$$T_{жс} \dot{q}_c + q_c - K_{w_c} w = 0 , \quad (14)$$

где  $T_{жс} = \frac{V_{сo}}{E_w} \rho_{сн}$  сек ,

$$R_c = \left[ \left( \frac{\partial Q_{\partial o}}{\partial p_c} \right)_o + \left( \frac{\partial Q_{ym,c}}{\partial p_c} \right)_o \right] \rho_{сн} ,$$

$$K_{w_c} = \frac{F_c v_n}{R_c} .$$

Решить систему линейных дифференциальных уравнений наиболее просто операторным методом.

В качестве возмущающей нагрузки возьмем скачкообразное изменение нагрузки как наиболее неблагоприятное возмущение, которое в то же время является очень простым в операторной форме [12]:

$$\{P_b(t)\} = P_b \{1\} = \frac{P_b}{r} .$$

Система уравнений в операторной записи получается:

$$(T_{жн} r + 1) q_n + (T_{\eta} r + K_{\eta}) \eta + K_{w_n} w = \frac{a}{R_n} \frac{\omega_{нас}}{r^2 + \omega_{нас}^2} ,$$

$$(T_{кн} r^2 + T_{кн} r + 1) \eta = (K_{кн} - T_{\rho} r) q_n ,$$

$$(T_{\partial} r + 1) w - K_{q_n} q_n + K_{q_c} q_c = \frac{1}{c v_n} \frac{\pm P_b}{r} ,$$

$$(T_{жс} r + 1) q_c - K_{w_c} w = 0 , \quad (15)$$

где величины  $w$ ,  $q_n$ ,  $q_c$ ,  $\eta$ , которые теперь становятся параметрами, уже являются функциями оператора  $r$ .

Если принять все начальные условия при  $t=0$  равными нулю, получается искомый переходный процесс в операторной форме как решение системы алгебраических уравнений.

Таким образом скоростью движения гидродвигателя без учета пульсации насоса получается:

$$w = \frac{1}{X(r)} \frac{\pm P_b}{c v_n r} (T_{nc} r + 1) [(T_{k_1} r^2 + T_{k_2} r + 1)(T_{nn} r + 1) + (K_{k_1} - T_p r)(T_p r + K_p)] \quad , \quad (16)$$

где  $X(r)$  — определитель системы, который после раскрытия имеет вид:

$$X(r) = (T_{k_1} r^2 + T_{k_2} r + 1) [(T_{nn} r + 1)(T_{\delta} r + 1)(T_{nc} r + 1) + (T_{nn} r + 1)K_{qc}K_{wc} + (T_{nc} r + 1)K_{qn}K_{wn}] + (T_p r + K_p)(K_{k_1} - T_p r) [(T_{\delta} r + 1)(T_{nc} r + 1) + K_{qc}K_{wc}] \quad . \quad (17)$$

Аналогично можно найти переходный процесс изменения рабочего давления:

$$q_n = - \frac{1}{X(r)} \frac{\pm P_b}{c v_n r} (T_{k_1} r^2 + T_{k_2} r + 1)(T_{nc} r + 1)K_{wn} \quad , \quad (18)$$

изменения давления в сливной полости гидродвигателя:

$$q_c = \frac{1}{X(r)} \frac{\pm P_b}{c v_n r} [(T_{k_1} r^2 + T_{k_2} r + 1)(T_{nn} r + 1) + (K_{k_1} - T_p r)(T_p r + K_p)] K_{wc} \quad , \quad (19)$$

и перемещения клапана:

$$\eta = - \frac{1}{X(r)} \frac{\pm P_b}{c v_n r} (T_{nc} r + 1)(K_{k_1} - T_p r)K_{wn} \quad . \quad (20)$$

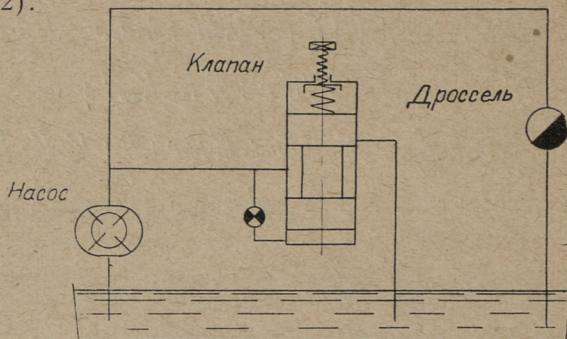
Задаваясь численными значениями параметров и пользуясь формулами операторного исчисления, можем найти любой интересующий нас переходный процесс.

Но при решении задачи, возникают ли автоколебания, или другими словами, является ли линеаризованная система устойчивой, нет необходимости решать дифференциальные уравнения. Судить об устойчивости движения гидродвигателя можно, пользуясь критериями устойчивости.

Для того, чтобы выявить влияние отдельных параметров системы гидропривода на исследуемые процессы, необходимо проделать много трудоемких вычислений.

В рассматриваемой системе могут возникнуть автоколебания переливного золотника и автоколебания рабочего органа станка.

Для исследования устойчивости движения только переливного золотника клапана можно рассмотреть более простую схему, где в нагнетательную линию насоса включены параллельно переливной клапан и дроссель (фиг. 2).



Фиг. 2. Схема расчета переливного золотника на устойчивость перемещения.

Поведение такой системы описывается двумя уравнениями — уравнением баланса расхода жидкости и уравнением баланса сил, действующих на переливной золотник клапана. Эти уравнения имеют аналогичный вид уравнениям (11) и (12), которые были выведены для типового гидропривода.

Коэффициенты этих уравнений такие же, как у уравнений (11) и (12), кроме  $R_n$ , который равняется:

$$R_n = \left[ \left( \frac{\partial Q_{\text{ит.нас}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{кл.}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{др.}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{ит.н}}}{\partial p_n} \right)_0 \right] p_{\text{н.п.}}$$

Определителем системы получается:

$$X(r) = (T_{к\lambda_1}^2 r^2 + T_{к\lambda_2} r + 1)(T_{жн} r + 1) + (K_{к\lambda} - T_p r)(T_p r + K_p),$$

откуда следует характеристическое уравнение:

$$T_{к\lambda_1}^2 T_{жн} z^3 + (T_{к\lambda_1}^2 + T_{к\lambda_2} T_{жн} - T_p T_p) z^2 + \\ + (T_{к\lambda_2} + T_{жн} + K_{к\lambda} T_p - K_p T_p) z + 1 + K_{к\lambda} K_p = 0. \quad (21)$$

Для устойчивости линейной системы третьего порядка необходимо и достаточно, чтобы все коэффициенты характеристического уравнения были положительными и чтобы произведение средних коэффициентов было больше произведения крайних коэффициентов.

Путем подстановки типичных численных значений параметров в эти условия можно сделать заключение, что для устойчивости движения переливного золотника долж-

но практически выполняться только условие  $b + \frac{f_{к\lambda}^2}{\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0} > 0$ .

Это значит, что в пределах применяемых объемов масла, расходов жидкости и параметров клапана возникновение автоколебаний переливного золотника можно предотвратить главным образом применением мероприятий для уменьшения коэффициента падающей характеристики силы трения и применением достаточно эффективного демпфирования. Демпфирующая способность применяемой конструкции демпфера пропорциональна квадрату площади  $f_{к\lambda}$  и сопротивлению малого отверстия  $\frac{1}{\left(\frac{\partial Q_f}{\partial p_n}\right)_0}$ .

При исследовании устойчивости работы гидродвигателя с рабочим механизмом станка рассматривается характеристическое уравнение, полученное из определителя (17). В этом характеристическом уравнении коэффициенты  $T_{к\lambda_1}^2$  и  $T_p$  являются малыми. При клапане Г54-14 и рабочем давлении  $p_{н0} = 20$  кг/см<sup>2</sup> величина  $T_{к\lambda_1}^2 \approx 10^{-6}$  сек<sup>2</sup>, а  $T_p < 10^{-5}$  сек. Коэффициент  $T_{к\lambda_2}$  при том же давлении и при вязкости масла  $\nu = 0,20$  см<sup>2</sup>/сек получается  $T_{к\lambda_2} \approx 1,9$  сек. Следовательно, постоянные времени  $T_{к\lambda}$  и  $T_p$  по сравнению с другими коэффициентами уравнения

(12) очень малы и поэтому можно пренебречь членами  $T_{кл1}^2 z^2$  и  $T_p z$ .

Для упрощения расчетов при исследовании влияния параметров системы на динамические процессы движения поршня гидродвигателя рассмотрим клапан, обладающий небольшим демпфированием и не учитываем также член  $T_{кл2} z$ .

Как показывает одновременное осциллографирование движения поршня и перемещения клапана при обычно применяемых в клапанах типа Г54-14 демпферных отверстиях, влияние демпфирования клапана на устойчивость и характер движения поршня в переходном процессе незначительное.

Характеристическое уравнение получается таким образом третьей степени:

$$\begin{aligned}
 & T_{\delta} T_{жс} (T_{жн} + K_{кл} T_p) z^3 + [(T_{жн} + K_{кл} T_p)(T_{\delta} + T_{жс}) + \\
 & + T_{\delta} T_{жс} (1 + K_{кл} K_p)] z^2 + [(T_{жн} + K_{кл} T_p)(1 + K_{qc} K_{wc}) + \\
 & + (T_{\delta} + T_{жс})(1 + K_{кл} K_p) + T_{жс} K_{qn} K_{wn}] z + \\
 & + (1 + K_{qc} K_{wc})(1 + K_{кл} K_p) + K_{qn} K_{wn} = 0 \quad (22)
 \end{aligned}$$

Рассматривая условия устойчивости по уравнению (22), можно установить, что неустойчивость движения может возникнуть только при отрицательном значении коэффициента «с», характеризующего силы сопротивления движению гидродвигателя. Следовательно отрицательное значение коэффициента «с», вызываемое падающей характеристикой сил трения и сил резания металла, является причиной возникновения автоколебательного движения рабочего органа гидропривода.

Для протекания переходных процессов изменения скорости движения поршня гидродвигателя в устойчивых, не слишком близких к границе устойчивости режимах работы влияние коэффициента «с» является на основе ряда проделанных расчетов и экспериментов несущественным. Поэтому исследование переходных процессов можно провести без учета коэффициента «с».



Определителем системы получается:

$$\begin{aligned}
 X(r) = & m_{\partial} T_{\text{жс}} (T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) r^3 + [(T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) + \\
 & + T_{\text{жс}} (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta})] m_{\partial} r^2 + [(T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{c,n}}{R_c} + \\
 & + (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta}) m_{\partial} + T_{\text{жс}} \frac{F_n^2 p_{n,n}}{R_n}] r + \\
 & + (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{c,n}}{R_c} + \frac{F_n^2 p_{n,n}}{R_n} . \quad (23)
 \end{aligned}$$

Переходный процесс изменения скорости гидродвигателя, который выражается уравнением (16), получим тогда в виде рационального операторного выражения:

$$v - v_0 = \frac{+P (b_0 r^2 + b_1 r + b_2)}{r(a_0 r^3 + a_1 r^2 + a_2 r + a_3)} , \quad (24)$$

где  $\alpha_0 = m_{\partial} T_{\text{жс}} (T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta})$  ,

$$\alpha_1 = m_{\partial} [(T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) + T_{\text{жс}} (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta})] ,$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_2 = & [(T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{c,n}}{R_c} + (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta}) m_{\partial} + \\
 & + T_{\text{жс}} \frac{F_n^2 p_{n,n}}{R_n}] ,
 \end{aligned}$$

$$\alpha_3 = (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{c,n}}{R_c} + \frac{F_n^2 p_{n,n}}{R_n} ,$$

$$b_0 = T_{\text{жс}} (T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) = \frac{\alpha_0}{m_{\partial}} ,$$

$$b_1 = (T_{\text{жн}} + K_{\text{кл}} T_{\eta}) + T_{\text{жс}} (1 + K_{\text{кл}} K_{\eta}) = \frac{\alpha_1}{m_{\partial}} ,$$

$$b_2 = 1 + K_{\text{кл}} K_{\eta} .$$

Для решения это рациональное выражение необходимо разложить на элементарные дроби в виде:

$$v - v_0 = \frac{A}{r} + \frac{B}{r + \alpha} + \frac{C(r + \beta) + D}{(r + \beta)^2 + \omega^2} . \quad (25)$$

Постоянные коэффициенты А, В, С, D элементарных дробей находим путем сравнения коэффициентов.

Эти коэффициенты получаются:

$$A = \pm P_b \frac{b_2}{\alpha_3}, \quad B = 0, \quad C = \mp P_b \frac{b_2}{\alpha_3},$$

$$D = \pm P_b \left( \frac{1}{m_a} - \beta \frac{b_2}{\alpha_3} \right).$$

Корень  $\alpha$  в выражении (25) получается:

$$\alpha = \frac{1 + K_{кл} K_r}{T_{ин} + K_{кл} T_r}.$$

Зная значение  $\alpha$ , можно легко найти из знаменателя выражения (24) величины  $\beta$  и  $\omega$ .

Пользуясь формулами операторного исчисления, получим переходный процесс изменения скорости движения гидродвигателя при скачкообразном изменении нагрузки в виде:

$$v - v_0 = A + e^{-\beta t} \left( C \cos \omega t + \frac{D}{\omega} \sin \omega t \right). \quad (26)$$

В полученном уравнении  $A = \pm P_b \frac{b_2}{\alpha_3} = \Delta v_{ст.}$  является статическим отклонением скорости движения гидродвигателя,  $\beta$  коэффициентом затухания колебаний, а  $\omega$  круговой частотой колебаний.

Это уравнение можем переписать в виде:

$$v - v_0 = \Delta v_{cm} + e^{-\beta t} \left[ \frac{\left( \frac{\pm P_b}{m_a} - \beta \Delta v_{cm} \right)}{\omega} \sin \omega t - \Delta v_{cm} \cos \omega t \right], \quad (27)$$

где

$$\Delta v_{cm} = \frac{\pm P_b}{\frac{F_n^2 p_{н.н}}{R_n (1 + K_{кл} K_r)} + \frac{F_c^2 p_{с.н}}{R_c}}. \quad (28)$$

При скачкообразном уменьшении нагрузки величина  $P_b$  положительная, а при скачкообразном увеличении нагрузки отрицательная.

При исследовании устойчивости движения рассмотрим характеристическое уравнение (22). Из условий положи-

тельности всех коэффициентов получим, что для устойчивости должно соблюдаться:

$$c > -m_{\partial} \left( \frac{1 + K_{кл} K_{\eta}}{T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}} + \frac{1}{T_{жс}} \right), \quad (29)$$

$$c > - \frac{(T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{с,п}}{R_c} + m_{\partial} (1 + K_{кл} K_{\eta}) + T_{жс} \frac{F_H^2 p_{н,п}}{R_H}}{(T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) + T_{жс} (1 + K_{кл} K_{\eta})}, \quad (30)$$

$$c > - \left[ \frac{F_H^2 p_{н,п}}{R_H (1 + K_{кл} K_{\eta})} + \frac{F_c^2 p_{с,п}}{R_c} \right] \quad (31)$$

или  $c > - \frac{a_1}{b_0}, \quad c > - \frac{a_2}{b_1}, \quad c > - \frac{a_3}{b_2}.$

Если в полученных условиях знак неравенства заменить знаком равенства, то получим уравнения для величины «с» на границе устойчивости.

Величину «с» на границе устойчивости можем принимать в качестве показателя степени устойчивости движения гидродвигателя. Чем больше коэффициент «с», соответствующий границе устойчивости, тем больше опасность неустойчивости движения.

Из условия, чтобы произведение средних коэффициентов характеристического уравнения (22) было больше произведения крайних коэффициентов, получим для «с» на границе устойчивости квадратное уравнение:

$$b_0 b_1 c^2 + \{ b_0 a_2 + a_1 (T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) + m_{\partial} [T_{жс} (1 + K_{кл} K_{\eta})]^2 \} \times \\ \times c + m_{\partial} \{ T_{жс} (1 + K_{кл} K_{\eta}) [(1 + K_{кл} K_{\eta}) m_{\partial} + T_{жс} \frac{F_H^2 p_{н,п}}{R_H}] + \\ + (T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) [(1 + K_{кл} K_{\eta}) m_{\partial} + (T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{с,п}}{R_c}] \} = 0. \quad (32)$$

## РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ

На основе полученных теоретических выводов рассчитаны динамические характеристики гидропривода.

В расчетах приняты коэффициенты:

$$R_n = \left[ \left( \frac{\partial Q_{\text{ут.нас}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{др}}}{\partial p_n} \right)_0 \right] p_{c,n} \approx$$

$$\approx \left[ \left( \frac{\partial Q_{\text{ут.нас}}}{\partial p_n} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{кл}}}{\partial p_n} \right)_0 \right] p_{c,n}$$

$$R_c = \left[ \left( \frac{\partial Q_{\text{др}}}{\partial p_c} \right)_0 + \left( \frac{\partial Q_{\text{ут.с}}}{\partial p_c} \right)_0 \right] p_{c,n} \approx \left( \frac{\partial Q_{\text{др}}}{\partial p_c} \right)_0 p_{c,n}$$

допуская малость утечек в гидросистеме. Утечки могут иметь значительное влияние на коэффициенты  $R_n$  и  $R_c$  соответственно при малых расходах через клапан и при малых расходах через дроссель.

Расход масла через золотниковую щель клапана, реактивная сила, действующая на переливной золотник и расход через дроссель выражаются формулами:

$$Q_{\text{кл}} = \alpha_{\text{кл}} \pi d_{\text{кл}} y \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_n} \quad , \quad (33)$$

$$P_{\text{рл}} = 2 \alpha_{\text{кл}} \pi d_{\text{кл}} y p_n \cos \alpha_{\text{р}} \quad , \quad (34)$$

$$Q_{\text{др}} = \alpha_{\text{др}} f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_c} \quad . \quad (35)$$

При линейной зависимости утечек насоса от рабочего давления

$$\left( \frac{\partial Q_{\text{ут.нас}}}{\partial p_n} \right)_0 = \frac{Q_{\text{ут.нас}_0}}{p_{n_0}} \quad .$$

Если по малости частной производной  $\left( \frac{\partial P_{\text{рл}}}{\partial p_n} \right)_0$ , максимальное значение которой составляет всего несколько процентов от  $f_{\text{кл}}$  [см. коэффициент  $K_{\text{кл}}$  в уравнении (12)], пренебречь ею, то коэффициенты получаются:

$$T_{\text{ин}} \approx \frac{V_{\text{н0}} \rho_{\text{н0}}}{E_{\text{ж}} (Q_{\text{ут. нас.0}} + \frac{Q_{\text{ккл0}}}{2})} \text{ сек.}$$

$$T_{\text{ит}} \approx \frac{2V_{\text{с0}} \rho_{\text{с0}}}{E_{\text{ж}} Q_{\text{др0}}} = \frac{2V_{\text{с0}} \rho_{\text{с0}}}{E_{\text{ж}} v_{\text{с}} F} \text{ сек.}$$

$$K_{\text{ккл}} T_{\text{р}} \approx \frac{f_{\text{ккл}}^2 \rho_{\text{н0}}}{(c_{\text{ккл}} + 2\alpha_{\text{ккл}} \pi d_{\text{ккл}} \rho_{\text{н0}} \cos \alpha_{\text{р}}) (Q_{\text{ут. нас.0}} + \frac{Q_{\text{ккл0}}}{2})} \text{ сек.}$$

$$K_{\text{ккл}} K_{\text{п}} \approx \frac{f_{\text{ккл}} \rho_{\text{н0}} \alpha_{\text{ккл}} \pi d_{\text{ккл}} \sqrt{\frac{2g}{\delta}} \rho_{\text{н0}}}{(c_{\text{ккл}} + 2\alpha_{\text{ккл}} \pi d_{\text{ккл}} \rho_{\text{н0}} \cos \alpha_{\text{р}}) (Q_{\text{ут. нас.0}} + \frac{Q_{\text{ккл0}}}{2})}$$

$$\frac{F_{\text{н}}^2 \rho_{\text{нн}}}{R_{\text{н}}} \approx \frac{F_{\text{н}}^2 \rho_{\text{н0}}}{Q_{\text{ут. нас.0}} + \frac{Q_{\text{ккл0}}}{2}}$$

$$\frac{F_{\text{с}}^2 \rho_{\text{сн}}}{R_{\text{с}}} \approx \frac{2F_{\text{с}}^2 \rho_{\text{с0}}}{Q_{\text{др0}}} = \frac{2F_{\text{с}} \rho_{\text{с0}}}{v_{\text{с}}}$$

Для определения влияния отдельных параметров на исследуемые процессы была принята система с типичными средними параметрами и выявлено влияние изменения каждого параметра в обе стороны от принятого среднего.

В расчетах был принят средний теоретический расход насоса  $Q_{\text{нас. теор. ср}} = 52,4$  л/мин, а утечки в насосе при  $\rho_{\text{н0}} = 10$  кг/см<sup>2</sup> —  $Q_{\text{ут. нас.0}} = 1,2$  л/мин, при  $\rho_{\text{н0}} = 20$  кг/см<sup>2</sup> —  $Q_{\text{ут. нас.0}} = 2,4$  л/мин и при  $\rho_{\text{н0}} = 30$  кг/см<sup>2</sup> —  $Q_{\text{ут. нас.0}} = 3,6$  л/мин.

Площади поршня в полостях приняты одинаковыми:  $F_{\text{н}} = F_{\text{с}} = F$ .

Параметры клапана Г54-14 имеют значения:  $d_{\text{ккл}} = 2,5$  см,  $f_{\text{ккл}} = 4,91$  см<sup>2</sup>,  $c_{\text{ккл}} = 68$  кг/см. Коэффициентом расхода через клапан принят  $\alpha_{\text{ккл}} = 0,7$ , а косинусом угла действия реактивной силы на клапан  $\cos \alpha_{\text{р}} = 0,36$ .

Коэффициентом объемной упругости масла принят  $E_{\text{ж}} = 1,7 \cdot 10^4$  кг/см<sup>2</sup> и удельным весом масла  $\gamma = 9 \cdot 10^{-4}$  кг/см<sup>3</sup>.

В качестве типовой нагрузки принят скачок нагрузки величиной  $P_{\text{в}} = 100$  кг.

Исследование выполнялось при изменениях параметров в пределах:  $F$  от 25 до 100 см<sup>2</sup>,  $m_{\text{д}}$  от 0,04 до 1 кг сек<sup>2</sup>/см,

$p_{н0}$  от 10 до 30 кг/см<sup>2</sup>,  $V_{н0}$  от 10<sup>3</sup> см<sup>3</sup> до 10<sup>4</sup> см<sup>3</sup>,  $V_{с0}$  от 10<sup>3</sup> см<sup>3</sup> до 10<sup>4</sup> см<sup>3</sup>.

Средними параметрами системы приняты следующие:  $F=50$  см<sup>2</sup>,  $m_d = 0,2$  кг сек<sup>2</sup>/см,  $p_{н0} = 20$  кг/см<sup>2</sup>,  $V_{н0} = 3 \cdot 10^3$  см<sup>3</sup>,  $V_{с0} = 3 \cdot 10^3$  см<sup>3</sup>.

Расчеты производились для нагрузок, при которых давления в полости слива составляли 10, 30 и 90 процентов от давления в полости слива при нулевой нагрузке.

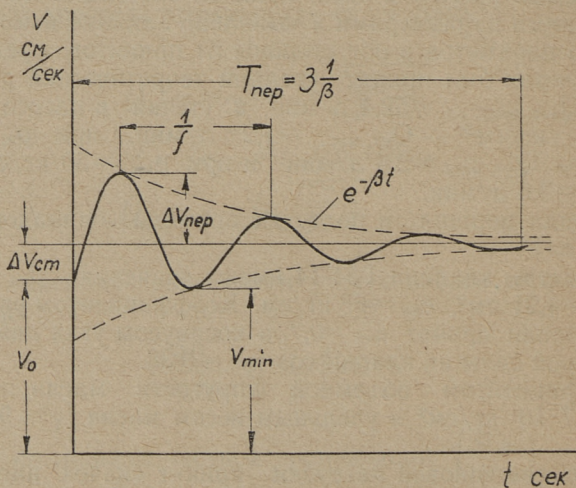
При каждом давлении в полости слива были проделаны расчеты при нескольких скоростях движения гидродвигателя.

При площади поршня  $F = 50$  см<sup>2</sup> эти скорости равнялись 1, 4, 8, 16 см/сек, при  $F=25$  см<sup>2</sup> равнялись 1, 4, 16, 32 см/сек и при  $F=100$  см<sup>2</sup> были приняты скоростями 1, 4, 8 см/сек. Также были проделаны расчеты для скорости, приближающейся к нулю.

Точки, полученные при указанных скоростях, позволили построить графики зависимостей для всего диапазона скорости.

Расчеты позволили найти области устойчивости движения и уравнения протекания переходных процессов.

Из полученных уравнений переходных процессов были определены следующие характеристики (см. фиг. 3): ве-



Фиг. 3. Величины, характеризующие переходный процесс изменения скорости движения поршня гидродвигателя после скачкообразного изменения нагрузки.

личина статического отклонения скорости движения поршня гидродвигателя  $\Delta v_{ст}$ , частота собственных колебаний силового органа гидродвигателя  $f$ , время протекания переходного процесса  $T_{пер}$ , величина перерегулирования скорости движения поршня гидродвигателя  $\Delta v_{пер}$  и минимальное значение скорости движения в переходном процессе  $v_{min}$ .

Для этих характеристик построены графики зависимостей (см. фиг. 4—15). Параметры, не приведенные на графиках, имеют значения, соответствующие системе со средними параметрами.

Расчеты степени устойчивости движения были проделаны на основе условий (29), (30), (31), (32).

Области устойчивости движения гидродвигателя построены в координатах: скорость движения поршня гидродвигателя  $v_0$  — коэффициент характеристики сил сопротивления движению гидродвигателя «с» (см. фиг. 4).

Начиная от скорости, равной нулю, граница устойчивости определяется условием (32). Эта граница является прямой линией, подъем которой тем больше, чем меньше давление в полости слива (чем больше нагрузка).

При скорости, приближающейся к нулю, линии границ устойчивости, соответствующие разным нагрузкам, сходятся в одну точку.

При малых нагрузках условие, данное выражением (32), определяет область устойчивости во всем диапазоне скоростей. При больших нагрузках и скоростях граница устойчивости, представляющая гиперболическую линию, определяется выражением (31). Условие (30) определяет границу устойчивости на участке средних скоростей при больших движущихся массах (см. области устойчивости при  $m_d = 1,0$  кгсек<sup>2</sup>/см). В пределах рассматриваемых значений параметров условие (29) не является определяющим.

Из полученных графиков видно, что наибольшая опасность неустойчивости движения возникает при скорости, приближающейся к нулю.

В случае, когда  $v_0 \rightarrow 0$ , получим уравнение для границы устойчивости путем умножения всех членов уравнения (32) на  $v_0^2$  и исключения членов, равных нулю:

$$\begin{aligned}
& (T_{жс} v_0)^2 (T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) (1 + K_{кл} K_{\eta}) \frac{c^2}{v_0 \rightarrow 0} + \\
& \left\{ T_{жс} v_0 (T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) [(T_{жн} + K_{кл} T_{\eta}) \frac{F_c^2 p_{сн}}{R_c} v_0 + \right. \\
& \left. + T_{жс} v_0 \frac{F_u^2 p_{ин}}{R_u}] + m_d [T_{жс} v_0 (1 + K_{кл} K_{\eta})]^2 \right\} \frac{c}{v_0 \rightarrow 0} + \\
& + m_d (T_{жс} v_0)^2 (1 + K_{кл} K_{\eta}) \frac{F_u^2 p_{ин}}{R_u} = 0.
\end{aligned} \quad (36)$$

Как показали расчеты, в пределах рассматриваемых параметров величину «с» на границе устойчивости для скорости, приближающейся к нулю, можно определить с большой точностью (отклонение не более 4%) из упрощенного уравнения, которое получено из уравнения (36) при отбрасывании малых членов:

$$(1 + K_{кл} K_{\eta}) \frac{c}{v_0 \rightarrow 0} + \frac{F_u^2 p_{ин}}{R_u} = 0. \quad (37)$$

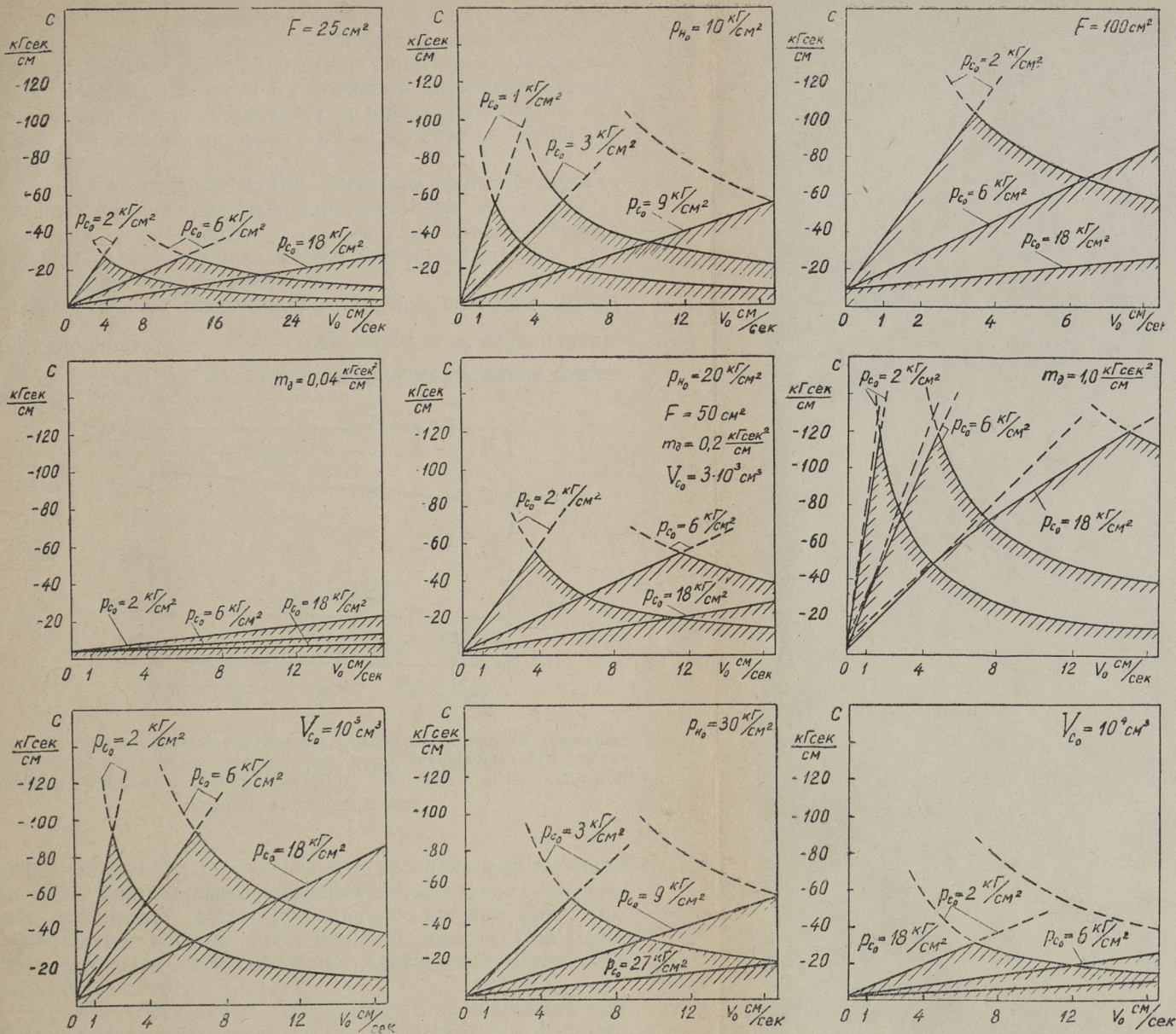
Если пользоваться упрощенными коэффициентами, для границы устойчивости получим:

$$\frac{c}{v_0 \rightarrow 0} \approx - \frac{F_u^2}{\frac{Q_{ут} \tau_{асо}}{p_{но}} + \frac{1}{2} Q_{кло}} + \frac{f_{кл} \alpha_{кл} \pi d_{кл} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} p_{но}}{c_{кл} + 2 \alpha_{кл} \pi d_{кл} p_{но} \cos \alpha_{\rho}}. \quad (38)$$

Это важная формула и ее следует применять для расчетов.

Чем больше абсолютное значение правой части полученного выражения по сравнению с действительным абсолютным значением коэффициента «с», тем больше степень устойчивости движения. Следовательно устойчивость движения рабочего органа гидропривода при малых скоростях можно увеличить с одной стороны: применением конструктивных и эксплуатационных мероприятий для уменьшения коэффициента падающей характеристики сопротивления движению гидродвигателя «с» и, с другой стороны: увеличением площади поршня со стороны полости нагнетания  $F_u$ , применением насоса с малыми утечками, применением клапана с малой площадью давления  $f_{кл}$  и с малым диаметром золотниковой щели  $d_{кл}$ , имеющим в то же время жесткую пружину.





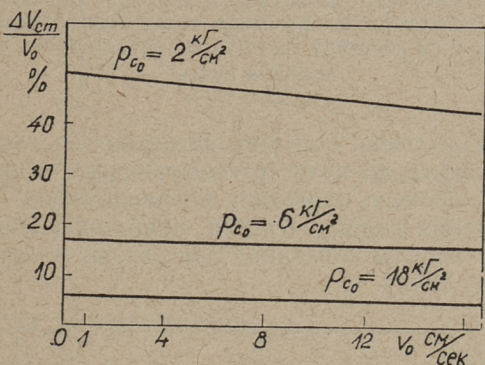
Фиг. 4. Области устойчивости движения гидродвигателя при разных рабочих давлениях  $p_{H_0}$ , объемах масла в полости слива  $V_{c_0}$ , массах движущихся частей  $m_d$  и площадях поршня  $F$ .



Второй член в знаменателе обычно значительно больше первого члена. Следовательно определяющими для устойчивости движения гидродвигателя при малых скоростях кроме площади поршня  $F_n$  являются параметры клапана. Первый член становится значительным только при большом сливе масла через клапан и при малом рабочем давлении.

Как видно из приведенных графиков (фиг. 4), степень устойчивости движения гидродвигателя при значительных скоростях уменьшается с увеличением объема масла в полости слива, с уменьшением движущихся масс и с уменьшением площади поршня.

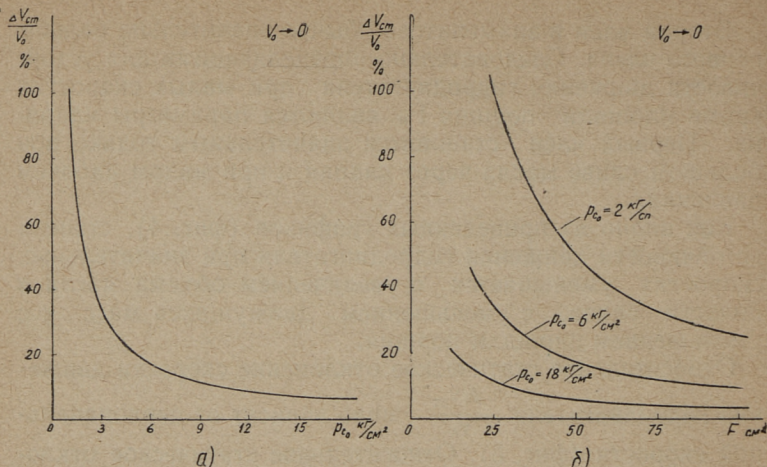
Относительное статическое отклонение скорости движения гидродвигателя  $\frac{\Delta v_{ст}}{v_0}$  мало зависит от первоначальной скорости (фиг. 5). Относительное статическое отклонение



Фиг. 5. Относительное статическое отклонение скорости движения поршня гидродвигателя, возникающее после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100 \text{ кг}$ , в зависимости от начальной скорости движения поршня.

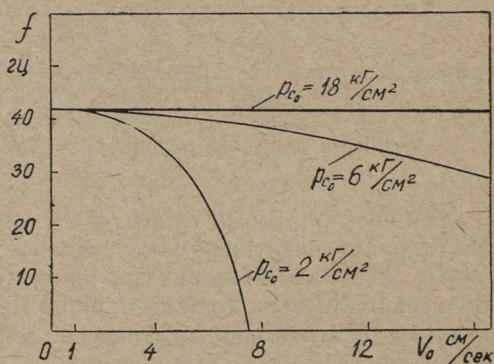
нение зависит главным образом от нагрузки и от площади поршня. При больших нагрузках относительное статическое отклонение достигает больших значений (фиг. 6а). Значительное влияние имеет площадь поршня. При меньших площадях относительное статическое отклонение больше (фиг. 6б).

Частота собственных колебаний гидродвигателя при малых нагрузках очень мало зависит от скорости



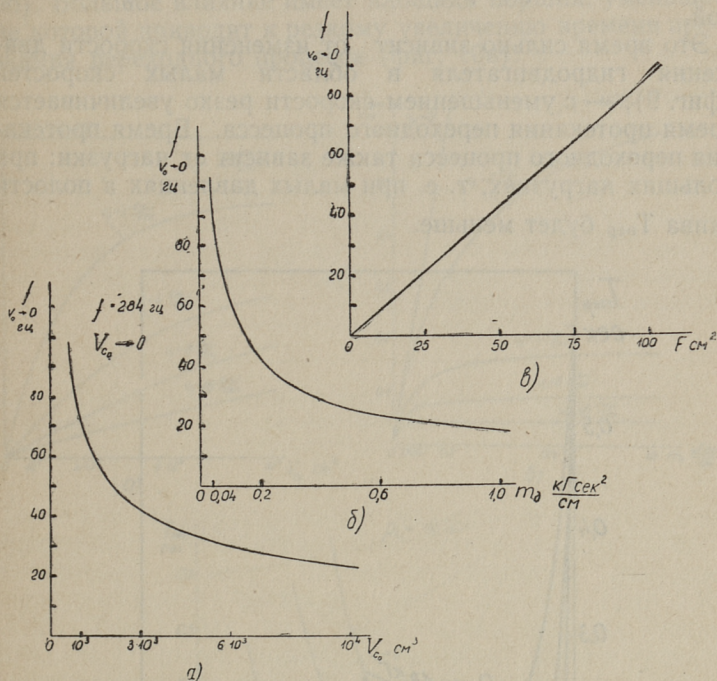
Фиг. 6. Относительное статическое отклонение скорости движения поршня гидродвигателя, возникающее после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100$  кг, при скорости, приближающейся к нулю.

(фиг. 7). При очень больших нагрузках частота колебаний уменьшается до нуля с увеличением скорости, т. е. переходный процесс протекает аperiodически. При скорости движения гидродвигателя, приближающейся к нулю, кривые частоты колебаний при разных нагрузках сходятся в одну точку.



Фиг. 7. Частота собственных колебаний гидродвигателя в зависимости от начальной скорости движения поршня.

Для частот собственных колебаний построены графики зависимостей: от объема масла в полости слива (фиг. 8а), от движущихся масс (фиг. 8б), от площади поршня (фиг. 8в).



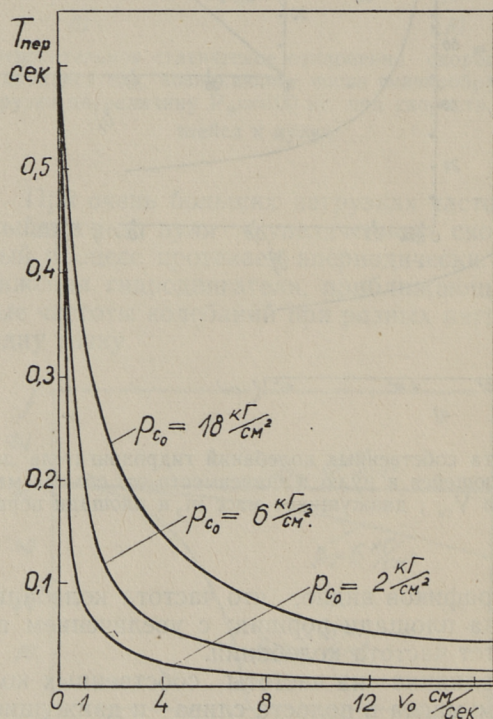
Фиг. 8. Частота собственных колебаний гидродвигателя для скорости, приближающейся к нулю в зависимости от: объема масла в полости слива  $V_{св}$ , движущихся масс  $m_d$  и площади поршня  $F$ .

Из этих графиков видно, что частота колебаний пропорциональна площади поршня: с увеличением площади поршня растет частота колебаний.

Большое влияние на частоты собственных колебаний имеют объем масла в полости слива и движущиеся массы. Влияние этих факторов приблизительно одинаковое: при их уменьшении частота колебаний увеличивается примерно по гиперболическому закону.

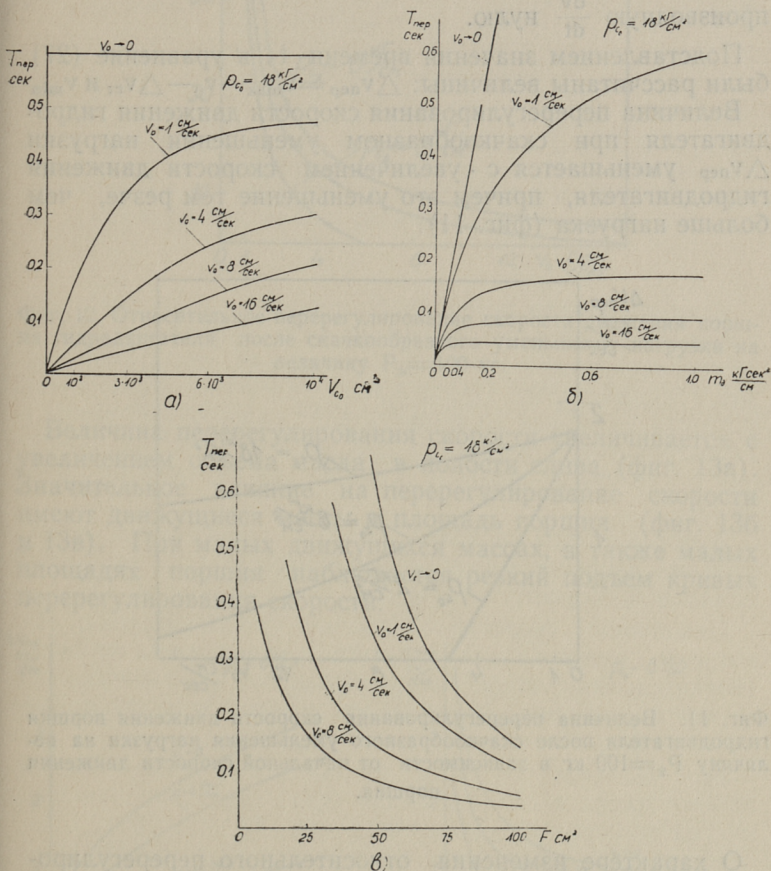
Время протекания переходного процесса в гидроприводе при скачкообразном изменении нагрузки  $T_{пер}$  принято, — как это делается в теории автоматического регулирования, — равным трехкратному значению постоянной времени затухания колебаний. Через этот промежуток времени амплитуда уменьшается до 5% от первоначальной.

Это время сильно зависит от изменения скорости движения гидродвигателя в области малых скоростей (фиг. 9), — с уменьшением скорости резко увеличивается время протекания переходного процесса. Время протекания переходного процесса также зависит от нагрузки: при больших нагрузках, т. е. при малых давлениях в полости слива  $T_{пер}$  будет меньше.



Фиг. 9. Время протекания переходного процесса в гидроприводе после скачкообразного изменения нагрузки в зависимости от начальной скорости движения поршня.

С увеличением объема масла в полости слива время протекания переходного процесса увеличивается (фиг. 10а). Увеличение движущихся масс приводит к увеличению времени протекания переходного процесса, но при больших скоростях это увеличение незначительное (фиг. 10б). Большое влияние имеет площадь поршня, уменьшение которой приводит к резкому увеличению времени протекания переходного процесса (фиг. 10в).



Фиг. 10. Время протекания переходного процесса в гидроприводе после скачкообразного изменения нагрузки в зависимости от: объема масла в полости слива  $V_0$ , от движущихся масс  $m_d$  и от площади поршня  $F$ .

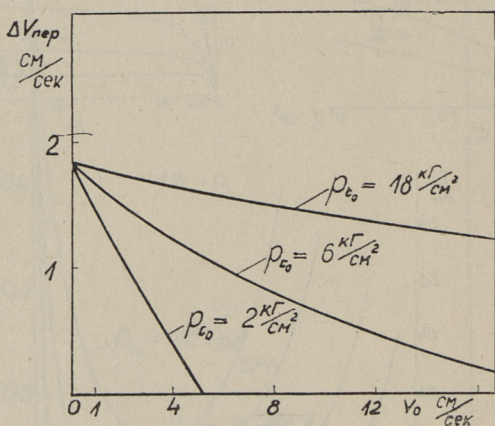
Моменты времени, соответствующие экстремальным значениям скорости в переходном процессе определились из формулы:

$$t_3 = \frac{1}{\omega} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left( \frac{D}{\omega C} \right), \quad (39)$$

которая получена из уравнения (26), приравняв первую производную  $\frac{dv}{dt}$  нулю.

Подставлением значений времени  $t_3$  в уравнение (27) были рассчитаны величины:  $\Delta v_{\text{пер}} = v_{\text{max}} - v_0 - \Delta v_{\text{ст}}$  и  $v_{\text{min}}$

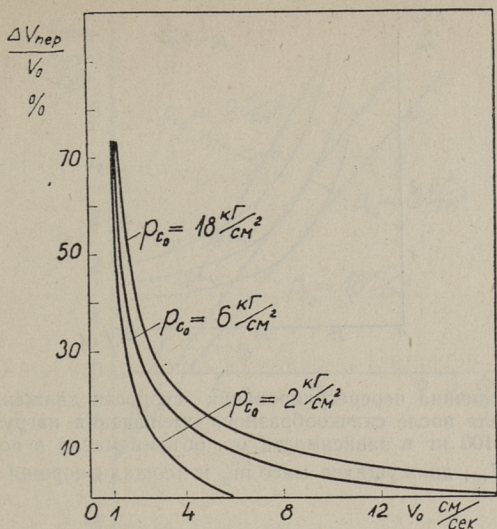
Величина перерегулирования скорости движения гидродвигателя при скачкообразном уменьшении нагрузки  $\Delta v_{\text{пер}}$  уменьшается с увеличением скорости движения гидродвигателя, причем это уменьшение тем резче, чем больше нагрузка (фиг. 11).



Фиг. 11. Величина перерегулирования скорости движения поршня гидродвигателя после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100 \text{ кг}$  в зависимости от начальной скорости движения поршня.

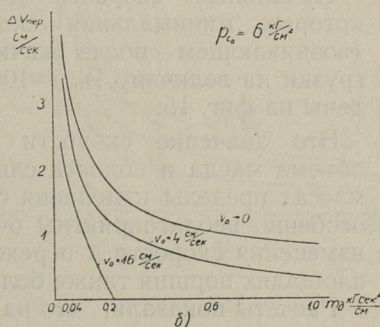
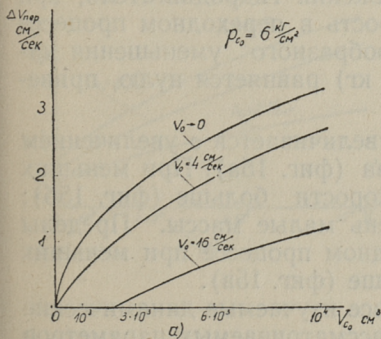
О характере изменения относительного перерегулирования скорости можно судить по фиг. 12. При уменьшении скорости и при приближении к малым скоростям наблюдается резкое увеличение относительного перерегулирования.

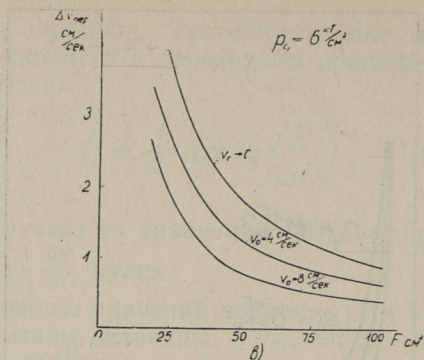




Фиг. 12. Относительное перерегулирование скорости движения поршня гидродвигателя после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100$  кг.

Величина перерегулирования скорости увеличивается с увеличением объема масла в полости слива (фиг. 13а). Значительное влияние на перерегулирование скорости имеют движущие массы и площадь поршня (фиг. 13б и 13в). При малых движущихся массах, а также малых площадях поршня наблюдается резкий подъем кривых перерегулирования скорости.





Фиг. 13. Величина перерегулирования скорости движения поршня гидродвигателя после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_H = 100$  кг в зависимости от: объема масла в полости слива  $V_{c0}$ , движущихся масс  $m_d$  и площади поршня  $F$ .

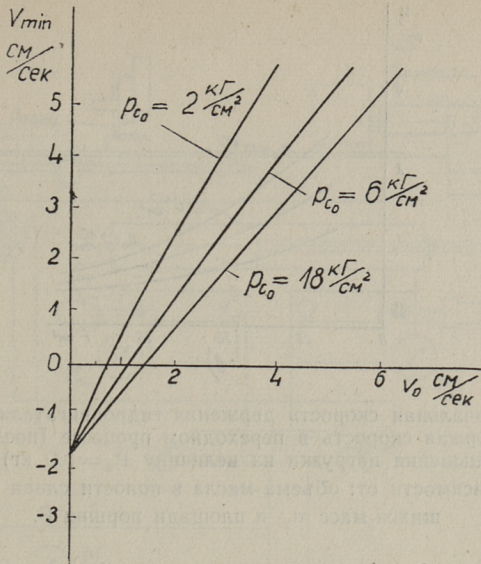
Если до начала переходного процесса гидродвигатель имеет малую скорость движения, то в переходном процессе скорость может измениться настолько, что станет равной нулю или даже отрицательной. При таком изменении скорости движения гидродвигателя силы трения покоя и характеристика сил трения при малых скоростях движения будут иметь сильное влияние на переходные процессы.

В связи с этим построен график зависимости минимальной скорости в переходном процессе  $v_{min}$  от первоначальной скорости  $v_0$  (фиг. 14).

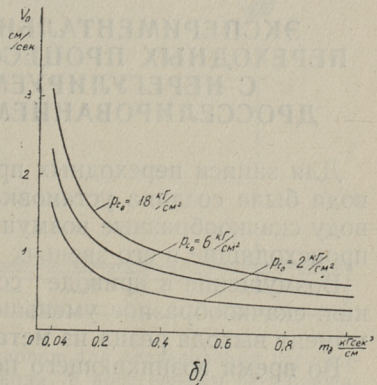
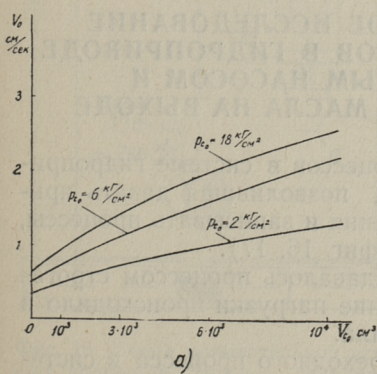
Начальные скорости движения гидродвигателя, при которых минимальная скорость в переходном процессе (возникающем после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100$  кг) равняется нулю, приведены на фиг. 15.

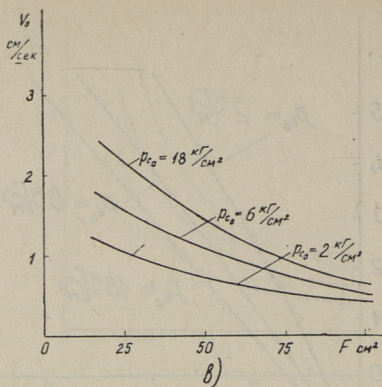
Это значение скорости увеличивается с увеличением объема масла в полости слива (фиг. 15а). При меньших массах пределы изменения скорости больше (фиг. 15б); особенно неблагоприятны очень малые массы. Пределы изменения скорости в переходном процессе при меньших площадях поршня также больше (фиг. 15в).

Расчеты показали, что на все изучаемые динамические характеристики в пределах рассматриваемых параметров



Фиг. 14. Минимальная скорость движения поршня гидродвигателя в переходном процессе после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100$  кг в зависимости от начальной скорости движения поршня.





Фиг. 15. Начальная скорость движения гидродвигателя, при которой минимальная скорость в переходном процессе (после скачкообразного уменьшения нагрузки на величину  $P_B = 100 \text{ кг}$ ) равняется нулю, в зависимости от: объема масла в полости слива  $V_{c_0}$ , движущихся масс  $m_d$  и площади поршня  $F$ .

величина рабочего давления и объем масла в полости нагнетания рабочего цилиндра, где давление мало изменяется, имеют очень незначительное влияние.

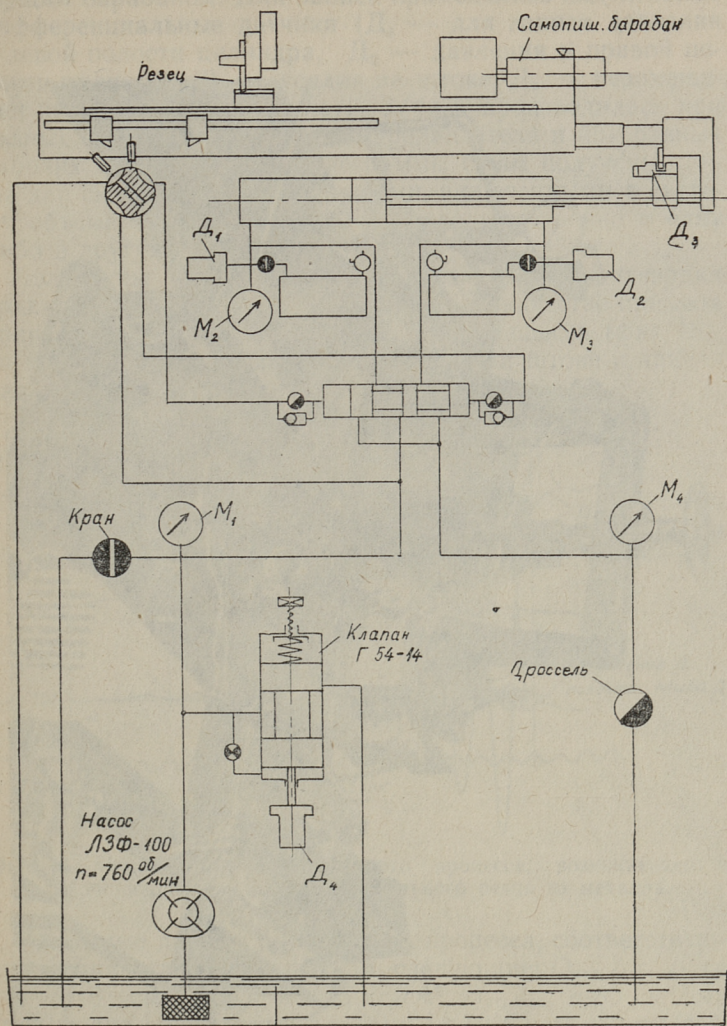
#### IV

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДЕ С НЕРЕГУЛИРУЕМЫМ НАСОСОМ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ МАСЛА НА ВЫХОДЕ

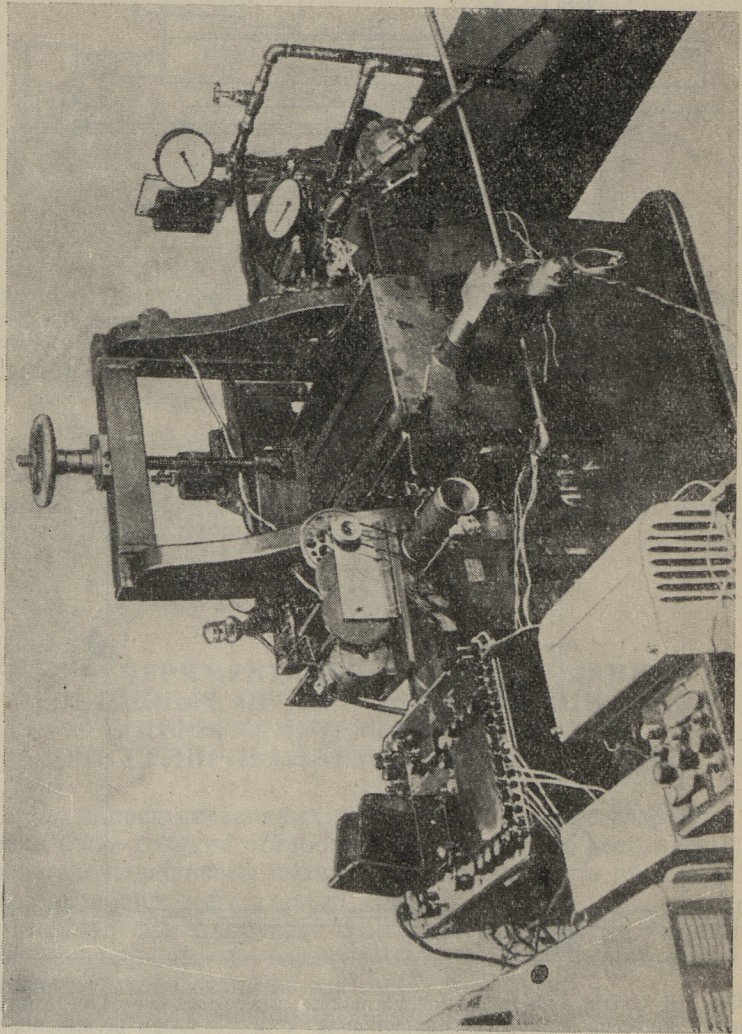
Для записи переходных процессов в системе гидропривода была создана установка, позволившая давать приводу скачкообразные возмущения и записывать процессы, происходящие в его звеньях (фиг. 16, 17).

Возмущение в приводе создавалось процессом строгания: скачкообразное уменьшение нагрузки происходило в момент выхода резца из металла.

Во время возникающего переходного процесса в системе осциллографом записывались изменения давлений в полостях, перемещение клапана и усилие на штоке поршня. Перемещение рабочего стола записывалось самопи-



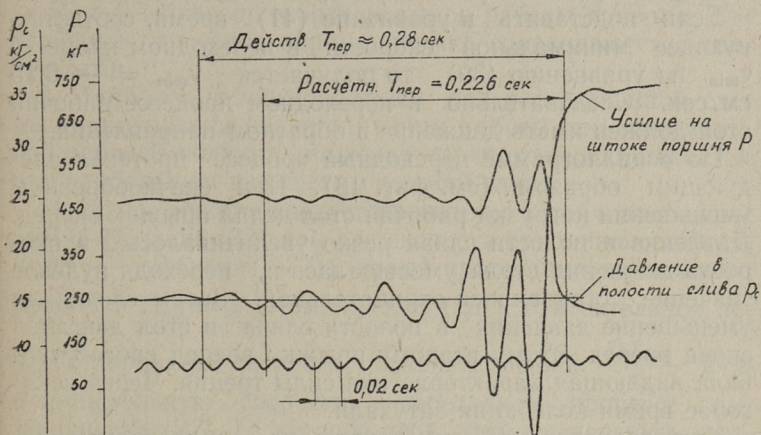
Фиг. 16. Схема испытательной установки для исследования переходных процессов типового гидропривода с дроссельным регулированием скорости.



Фиг. 17. Общий вид испытательной установки.

шущим барабаном. Для записи применялись индуктивные дифференциальные датчики ( $D_1$  — для записи давления в левой полости цилиндра,  $D_2$  — давления в правой полости цилиндра,  $D_3$  — усилия на штоке,  $D_4$  — перемещения переливного золотника). Запись производилась при разных скоростях движения гидродвигателя и при разных рабочих давлениях. Осциллограммы были получены также для систем с дополнительными, включенными в систему объемами масла  $V_{\text{доп}} = 15$  л (соответственно в одну либо в другую полость).

Полученный экспериментальный материал подтвердил правильность теоретических выводов. В качестве примера приводим осциллограмму переходного процесса (фиг. 18), на которой приведены кривая усилия на штоке и кривая давления в полости слива.



Фиг. 18. Осциллограмма переходного процесса, возникающего в гидроприводе при выходе строгального реза из металла.

Расчетные данные переходного процесса, соответствующие осциллограмме по фиг. 18, следующие:  $Q_{\text{нас. теор. ср}} = 1,45 \cdot 10^3$  см<sup>3</sup>/сек,  $p_{\text{н0}} = 25$  кг/см<sup>2</sup>,  $Q_{\text{ут. нас0}} = 80$  см<sup>3</sup>/сек (при масле Индустриальное 20 и  $t = 50^\circ\text{C}$ ),  $v_0 = 2$  см/сек,  $F_{\text{н}} = 50$  см<sup>2</sup>,  $F_{\text{с}} = 40$  см<sup>2</sup>,  $V_{\text{н0}} = 2 \cdot 10^3$  см<sup>3</sup>,  $V_{\text{с0}} = 3,5 \cdot 10^3$  см<sup>3</sup>,  $m_{\text{д}} = 0,2 \frac{\text{кг сек}^2}{\text{см}}$ ,  $P_{\text{в}} = 500$  кг,  $p_{\text{с0}} = 12,5$  кг/см<sup>2</sup>,  $d_{\text{кл}} = 2,5$  см,  $f_{\text{кл}} = 4,91$  см<sup>2</sup>,  $c_{\text{кл}} = 68$  кг/см. Приведенные величины определились независимо от полученной осциллограммы.

Расчетный переходный процесс изменения давления в полости слива для данного случая получится:

$$p_c - p_{c_0} = 12,5 - e^{-13,3 t} (12,5 \cos 198t + 0,84 \sin 198t) \text{ кг/см.}^2 \quad (40)$$

Отсюда соответственно получаются частота собственных колебаний:  $f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{198}{2\pi} = 31,6 \text{ гц}$

и время протекания переходного процесса:

$$T_{\text{пер}} = 3 \frac{1}{\beta} = \frac{3}{13,3} = 0,226 \text{ сек.}$$

Расчетный переходный процесс изменения скорости движения гидродвигателя получится в виде:

$$v - v_0 = 1 - e^{-13,3 t} (\cos 198t + 12,6 \sin 198t) \text{ см/сек.} \quad (41)$$

Если подставить в уравнение (41) время, соответствующее минимальной скорости в переходном процессе  $v_{\text{min}}$  по уравнению (39), то получается  $v_{\text{min}} = -6,15 \text{ см/сек.}$  Следовательно в переходном процессе рабочий стол должен иметь движение в обратном направлении.

По осциллограмме переходный процесс протекал следующим образом (см. фиг. 18). При скачкообразном уменьшении нагрузки рабочий стол делал прыжок вперед. Давление в полости слива резко увеличивалось, а скорость движения стола уменьшалась и, переходя нулевое значение, становилась отрицательной. Затем следовало уменьшение давления в полости слива и стол двигался снова вперед. Этому второму прыжку вперед способствовала падающая характеристика силы трения. Через некоторое время колебания затухали.

Частота колебаний, замеренная по осциллограмме, соответствует расчетному значению. Ввиду того, что на переходный процесс влияли нелинейность силы трения и нелинейность процесса при большой неравномерности движения, имеется некоторое несоответствие времени протекания переходного процесса, которое по осциллограмме на 20% больше расчетного.



## ВЫВОДЫ

1. Разработанной методикой можно пользоваться для проверочного расчета гидропривода с целью устранения неполадок, обнаруженных при эксплуатации станка, а также для проверки правильности выбора параметров проектируемого гидропривода.

2. При проектировании следует производить расчет для наиболее неблагоприятных режимов работы привода. Полученные значения характеристик сравниваются с требуемыми.

3. Наиболее неблагоприятным для исследованной схемы гидропривода является режим работы при минимальной рабочей скорости движения поршня гидродвигателя и при наибольшем давлении в полости слива.

При этом режиме следует проверить: устойчивость движения [условие (32) или для скорости приближающейся к нулю — уравнение (37)], время протекания переходного процесса  $T_{пер} = 3 \frac{1}{\beta}$  [выражение (25)], относительное пе-

ререгулирование скорости движения поршня  $\frac{\Delta v_{пер}}{v_0}$  в % и минимальную скорость в переходном процессе  $v_{min}$  [уравнение (27), в которое необходимо подставить соответствующее время  $t_s$  из формулы (39)].

Необходимо еще проверить устойчивость движения при максимальной скорости и максимальной допустимой рабочей нагрузке [условие (31)].

Для определения максимального статического отклонения скорости движения гидродвигателя приходится делать отдельный расчет при минимальной применяемой рабочей скорости и максимальной допустимой рабочей нагрузке [формула (28)].

4. Увеличение степени устойчивости движения рабочего органа гидропривода при малых рабочих скоростях можно получить, с одной стороны, уменьшением коэффициента

падающей характеристики действующих на гидродвигатель сил и, с другой стороны, изменением значений ряда параметров гидросистемы [см. уравнение (38)].

5. Увеличение степени устойчивости движения переливного золотника можно получить главным образом уменьшением падающей характеристики силы трения, которая достигается конструктивными и технологическими мероприятиями, уменьшающие неуравновешенное боковое давление масла, перекосы и заклинивание золотника, а также увеличением демпфирования.

6. С точки зрения устойчивости движения рабочего органа гидропривода желательно иметь малую площадь  $f_{кл}$ . Но демпфирующая способность применяемого в клапанах демпфера пропорциональна  $f_{кл}^2$ . Чтобы преодолеть это противоречие, необходимо снабдить клапан отдельным демпфирующим устройством, не связанным с нагнетательным трубопроводом.

7. На динамические характеристики движения гидродвигателя влияют отрицательно уменьшение площади поршня и увеличение объема масла в полости слива рабочего цилиндра. Объем масла в полости нагнетания рабочего цилиндра и рабочее давление имеют очень малое влияние на исследуемые процессы.

Малые движущиеся массы нежелательны с точки зрения устойчивости движения (см. фиг. 4) и амплитуд колебаний (см. фиг. 13б и 15б). Но время протекания переходного процесса при меньших массах меньше (см. фиг. 10б). Следовательно имеются движущиеся массы, при которых могут быть обеспечены оптимальные характеристики работы.

8. Разработанная методика позволяет рассчитать устойчивость движения гидродвигателя и устойчивость перемещения клапана типового гидропривода станка с дроссельным регулированием на выходе из рабочего цилиндра, а также найти уравнения переходных процессов изменения скорости движения поршня гидродвигателя, изменения давлений в полостях цилиндра и перемещения переливного золотника при скачкообразных изменениях нагрузки.

9. По разработанной методике можно вывести зависимости и рассчитать динамические характеристики разных принципиальных схем станочных гидроприводов и выбрать их оптимальные параметры по заданным характеристикам работы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Зайченко И. З., О динамической устойчивости гидропередатчиков тяжелых станков, «Станки и инструмент» № 3 и 4, 1955.
2. Каменецкий Г. И., Продольные колебания при гидравлическом приводе станка, «Станки и инструмент» № 9, 1956.
3. Лещенко В. А., Гидравлические следящие приводы копировальных станков, Московский дом научно-технической пропаганды имени Ф. Э. Дзержинского, «Автоматизация в машиностроении», Машгиз, 1957.
4. Коробочкин Б. Л., Гидравлические следящие системы копировальных станков и основы их проектирования, Московский дом научно-технической пропаганды имени Ф. Э. Дзержинского, «Автоматизация в машиностроении», Машгиз, 1957.
5. Каменецкий Г. И., Гидравлические следящие приводы копировальных станков, «Автоматизация технологических процессов в машиностроении. Привод и управление машинами», АН СССР, 1956.
6. Зеленый Я. Проект и расчет гидравлической копировальной системы с точки зрения точности и устойчивости, «Strojirenstvi» № 4, Praha, 1956.
7. Хаймович Е. М., Гидроавтоматика копировальных станков, Гостехиздат Украины, 1950.
8. Хаймович Е. М., Гидроприводы и гидроавтоматика станков, Машгиз, 1953.
9. Чиликин М. Г., Коротин А. М. и Прокофьев В. Н., Силовой электрогидропривод, Госэнергоиздат, 1955.
10. Литвин-Седой М. З., Гидравлический привод в системах автоматизации, Машгиз, 1956.
11. Солодовников В. В., Основы автоматического регулирования, Машгиз, 1954.
12. Ян Микусинский, Операторное исчисление. Изд. иностр. лит. 1956.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение . . . . .	3
I. Динамические процессы в гидроприводах станков . . . . .	5
II. Теоретический вывод основных зависимостей для типовой схемы гидропривода . . . . .	7
III. Расчет и построение теоретических зависимостей . . . . .	26
IV. Экспериментальное исследование переходных процессов в гидроприводе с нерегулируемым насосом и дросселированием масла на выходе . . . . .	40
Выводы . . . . .	45
Литература . . . . .	47



Г. Т. Гроссшмидт

### РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТИПОВОГО СТАНОЧНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

Таллинский Политехнический Институт

\*

Редактор Н. Щеглов

Технический редактор А. Тамм

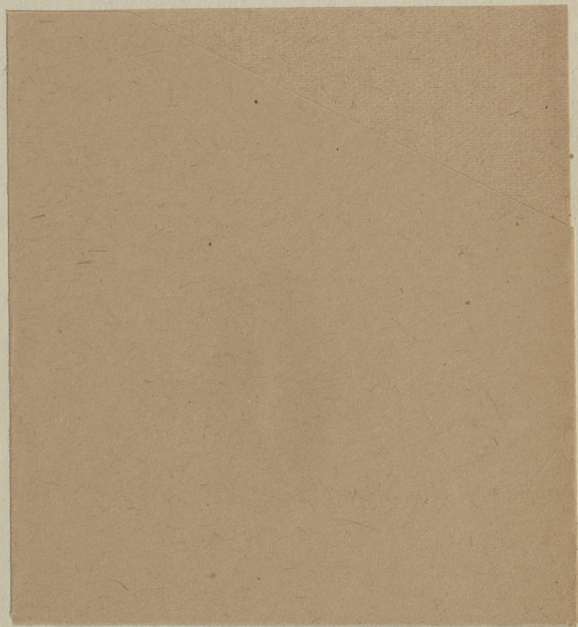
Корректор Х. Аарелайд

Сдано в набор 16 VII 1958. Подписано к печати 11 VIII 1958. Бумага 54×84 1/16. Печатных листов 3,0. По формату 60×92 печатных листов 2,46. Учетно-издательских листов 2,10. Тираж 800. МВ-06357.

Заказ № 5057.

Типография «Коммунист», Таллин, ул. Пикк, 2.

Цена 1 руб. 50 коп.



Цена 1 руб. 50 коп.