

**Министерство образования Республики Беларусь**

**БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ**

---

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

В.П. Автушко  
П.Н. Кишкевич  
М.И. Жилевич

## **ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности Т.05.11-  
"Гидропневмосистемы транспортных и  
технологических машин"

В 2-х частях

### **Часть 2 РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

М и н с к 2000

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

---

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

В.П. Автушко  
П.Н. Кишкевич  
М.И. Жилевич

## ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности Т.05.11-  
"Гидропневмосистемы транспортных и  
технологических машин"

В 2-х частях

Часть 2

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

М и н с к 2000

УДК (62-82+62-85).001.63

Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Жилевич М.И. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие для студентов специальности Т.05.11-"Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". В 2 ч. - Мн.: БГПА, 2000.- ч.2: Расчет основных параметров. -51 с.

Учебно-методическое пособие состоит из двух частей. В первой части пособия представлены структура гидропривода с шаговыми гидродвигателями, новые типы шаговых гидродвигателей, логический синтез гидрокоммутаторов, особенности конструирования, изготовления и испытания шаговых гидроприводов. Во второй части изложены особенности проектировочного и энергетического расчетов дискретных гидроприводов, приведен динамический расчет дискретных гидроприводов.

Часть 1 настоящего издания «Принципы построения и область применения» вышла в свет в 2000 году.

Рецензент: И.М.Флерко

©Автушко В.П., Кишкевич П.Н.,  
Жилевич М.И., 2000

## В в е д е н и е

Эффективным средством комплексной механизации и автоматизации вспомогательных операций в машиностроении (подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и установочных) являются гидроприводы и гидроавтоматика.

Одной из распространенных технических задач, возникающих при автоматизации производства, является позиционирование механизмов и рабочих органов машин и оборудования с заданной точностью. Накопленный к настоящему времени опыт позволяет сделать вывод о том, что при значительной нагрузке и ограниченном числе позиций рабочих органов машин наиболее простыми и надежными средствами позиционирования являются во многих случаях дискретные гидроприводы с шаговыми гидродвигателями. Они позволяют обрабатывать релейные или импульсные управляющие сигналы от любых дискретных задающих устройств, вплоть до ЭВМ, и обеспечивают при этом позиционирование механизмов с высокой точностью при практически неограниченной нагрузке.

Основной особенностью рассматриваемых в настоящем пособии дискретных гидроприводов является наличие шагового гидродвигателя, выходное звено которого выполняет шаговое движение при циклическом переключении исполнительных гидролиний и удерживается в фиксированном положении при неизменном состоянии исполнительных гидролиний.

Учебно-методическое пособие состоит из двух частей.

В части 1 на основании обобщения литературных и патентных данных, а также опыта конструирования шаговых гидродвигателей был изложен материал о принципах построения и эффективности применения дискретных гидроприводов. Приведены основные типы шаговых гидродвигателей и дана их оценка. Изложен новый принцип построения шаговых гидродвигателей на базе гидродвигателей общепромышленного назначения путем присоединения к ним специальной приставки - шагового распределителя. Приведены типовые схемы управляющих блоков дискретных гидроприводов.

В части 2 изложены порядок расчета основных параметров дискретных гидроприводов и особенности энергетического расчета шаговых гидроприводов, приведены расчеты движения шагового гидропривода при отработке серии шагов с оценкой быстродействия шаговых гидроприводов (ШГП), даны примеры расчета ШГП.

Необходимо отметить, что в части 2 используются ссылки на формулы и рисунки, представленные в части 1, о чем сделаны соответствующие замечания в ссылках.

В целом пособие предназначено для закрепления и углубления знаний по курсам "Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов" и "Спецвопросы ГПС", изучаемых студентами специальности Т.05.11- "Гидропневмо-

системы транспортных и технологических машин". Учебно-методическое пособие может быть использовано и студентами других специальностей при разработке курсовых и дипломных проектов, связанных с созданием гидрофицированных машин или средств механизации производственных процессов.

В пособии приняты следующие сокращения: ДГП - дискретный гидропривод; ШГП - шаговый гидропривод; ШГД - шаговый гидродвигатель; ШГМ - шаговый гидромотор; ШГЦ - шаговый гидроцилиндр; ШР - шаговый распределитель; ГК - гидрокоммутатор; ЛБ - логический блок; НГЛ - напорная гидролиния; СГЛ - сливная гидролиния; ИГЛ - исполнительная гидролиния; ПГЛ - подводная гидролиния; ОГЛ - отводная гидролиния. - методическом

## 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

При энергетическом расчете определяют главные параметры гидропривода: удельный рабочий объем  $q_d$  гидродвигателя, диаметр  $d_y$  условного прохода гидролиний и аппаратов, подачу  $Q_n$  насосной установки, необходимые для выбора типоразмеров основных гидроагрегатов, трубопроводов и механических узлов. Специфика работы ШГП требует учета дополнительных факторов при энергетическом расчете, поэтому методика расчета основных параметров ШГП отличается от методики расчета двухпозиционных объемных приводов.

Исходными данными при проектировании являются заданные показатели нагрузки, режима работы, точности позиционирования, быстродействия и компоновки ШГП на машине. Нагрузка задается приведенной массой (моментом инерции)  $m_{\text{наг}}$  ( $I_{\text{наг}}$ ) и силой (моментом сил)  $N_{\text{наг}}$  ( $M_{\text{наг}}$ ) на выходном звене ШГД. Режим работы характеризуется цикличностью  $t_{\text{цикл}}$  включения привода и внешними условиями, например температурой окружающего воздуха  $T_v$ . Точность позиционирования задается числом позиций на один оборот вала ШЛМ или ход штока ШГЦ  $n_{\text{поз}}$  и допустимой ошибкой позиционирования  $\epsilon_{\text{поз}}$ . Быстродействие ШГП оценивается полным временем отработки единичного шага  $t_{\text{пол}}$  или предельной частотой непрерывной отработки ШГД серии шагов  $f_{\text{пр}}$ . Условия размещения ШГП на машине влияют на выбор типа ШГД, удаление насосной установки  $L_{\text{нас}}$  и соответственно на длину гидролиний.

Необходимую величину линейного или углового шага определяют на основании заданного числа позиций  $n_{\text{поз}}$  по формулам

$$y_{\text{шаг}} = y_{\text{max}} / n_{\text{поз}} \quad \text{или} \quad y_{\text{шаг}} = 2p / n_{\text{поз}}, \quad (1)$$

где  $y_{\text{max}}$  - максимальное перемещение штока ШГЦ.

Ориентировочная максимальная скорость выходного звена при отработке единичного шага может быть определена по идеальной треугольной тахограмме

$$v_{M_{\text{max}}} = 2y_{\text{шаг}} / t_{\text{шаг}}, \quad (2)$$

где  $t_{\text{шаг}}$  - время движения выходного звена ШГД в пределах шага.

Сокращенно это время названо временем отработки шага и связано с предельной частотой отработки серии шагов зависимостью  $t_{\text{шаг}} = 1 / f_{\text{пр}}$ .

Структура шагового гидропривода связана с перечисленными величинами и условиями компоновки на машине. Наличие силовой механической передачи, а также значения передаточного коэффициента  $k_n$  зависят от выбранного типа гидродвигателя и особенностей конструирования шагового распределителя. В некоторых случаях можно обойтись без силовой механической передачи ( $k_{с.п}=1$ ) благодаря применению соответствующего гидроци-

линдра или поворотного гидродвигателя. Однако при этом необходимо учитывать следующее. Угловой шаг  $u_{\text{шаг}}$  распределителя может принимать только определенные значения, соответствующие формуле ((24), ч.1). Минимальное значение  $u_{\text{шаг}}$  ограничено возможностями технологического процесса.

При выборе передаточного отношения силовой механической передачи необходимо учитывать условия:

$$k_{\text{с.п}} \geq v_{\text{Мmax}} / v_{\text{дmax}} ; \quad k_{\text{с.п}} = u_{\text{шаг}} k_{\text{о.с}} / u_{\text{шаг}} , \quad (3)$$

где  $v_{\text{дmax}}$  - максимальная допустимая скорость гидродвигателя;

$k_{\text{о.с}}$  - передаточный коэффициент обратной связи от гидродвигателя к шаговому распределителю.

Максимальная скорость  $v_{\text{дmax}}$  составляет у гидроцилиндров 0,3...0,5 м/с, у высокооборотных гидромоторов 105...314 рад/с. Следует иметь в виду, что при  $k_{\text{о.с}} = 1$  обратная связь имеет наиболее простую конструкцию.

После окончательного выбора силовой механической передачи и увязки коэффициента  $k_{\text{с.п}}$  с параметрами шагового распределителя (см. п. 4, ч.1) можно исходные величины приводить к выходному звену объемного гидродвигателя:

$$\begin{aligned} m_{\text{в}} &= m_{\text{наг}} k_{\text{с.п}}^2 ; \quad N_{\text{с}} = N_{\text{наг}} k_{\text{с.п}} / \eta_{\text{с.п}} ; \\ u_{\text{д.шаг}} &= u_{\text{шаг}} / k_{\text{с.п}} ; \quad v_{\text{дmax}} = v_{\text{Мmax}} / k_{\text{с.п}} , \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\eta_{\text{с.п}}$  - механический КПД силовой передачи; для зубчатого редуктора в зависимости от передаточного числа  $\eta_{\text{с.п}} = 0,9...0,98$ , для червячного  $\eta_{\text{с.п}} = 0,5...0,7$ ;

$u_{\text{д.шаг}}$  - шаг выходного звена гидродвигателя.

Чтобы существенно сократить число уравнений и формул, приняты общие буквенные обозначения кинематических, динамических и инерционных величин применительно к двум основным видам движения выходного звена: поступательному (п.д.) и вращательному (в.д.).

$$\begin{aligned} y &= \begin{cases} l & \text{при п.д.,} \\ j & \text{при в.д.;} \end{cases} & v &= \begin{cases} U & \text{при п.д.,} \\ \Omega & \text{при в.д.;} \end{cases} \\ N &= \begin{cases} P & \text{при п.д.,} \\ M & \text{при в.д.;} \end{cases} & m &= \begin{cases} M & \text{при п.д.,} \\ I & \text{при в.д.,} \end{cases} \end{aligned}$$

где  $y$  - обобщенное перемещение;

$l$  и  $\phi$  - линейное и угловое перемещения;

$v$  - обобщенная скорость;  
 $U$  и  $\Omega$  - линейная и угловая скорости;  
 $H$  - обобщенная динамическая величина;  
 $P$  - сила;  
 $M$  - момент силы;  
 $m$  - обобщенная инерционная (гравитационная) величина;  
 $m$  - масса;  
 $I$  - момент инерции.

Методика расчета основных параметров ШГП (рис. 1) базируется на анализе процесса отработки единичного шага.

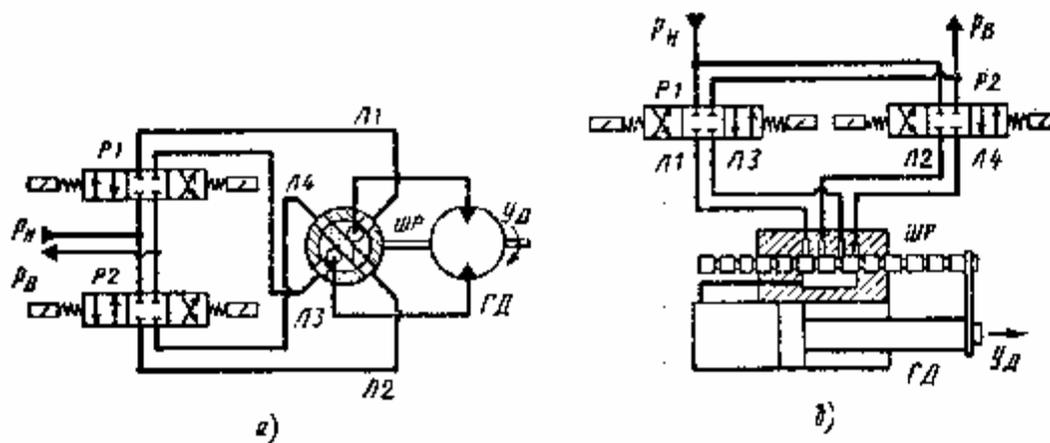


Рис.1. Схемы шаговых гидроприводов с гидравлической редукцией шага:  
 а- вращательного движения; б – то же, поступательного;  
 ГД-гидродвигатель; ШР-шаговый распределитель; Л1-Л4 – исполнительные гидролинии;  
 P1 и P2 – гидрораспределители с электрическим управлением

Из тахограмм (рис. 2) видно, что при обработке шага наблюдаются три существенно отличающихся периода:

- 1) разгон и движение с малоизменяющейся скоростью;
- 2) интенсивное торможение выходного звена;
- 3) колебания выходного звена в зоне фиксации.

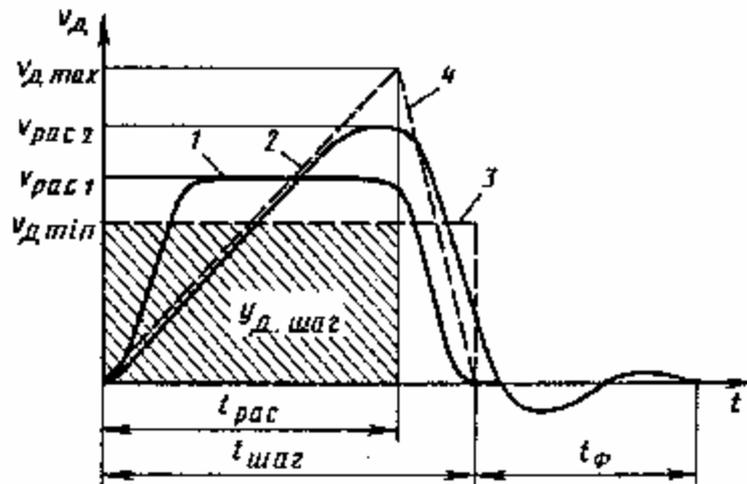


Рис.2. Примерные тахограммы обработки шаговым гидроприводом единичного шага: 1,2 – реальные; 3,4 – идеальные

Быстродействие ШГП зависит в основном от показателей первого периода движения выходного звена, второй и третий характеризуют устойчивость и колебательность гидродвигателя в зоне позиционирования.

В соответствии с изложенным при энергетическом расчете ШГП рассматривают процессы разгона гидродвигателя и движения с малоизменяющейся скоростью. Расчетные значения времени  $t$ , пути  $u_{рас}$  и предельной скорости  $v_{рас}$  в первом периоде обработки шага можно выразить зависимостями:

$$\begin{aligned} t_{рас} &= \tau_{рас} t_{шаг} ; & u_{рас} &= \lambda_{рас} u_{д. шаг} ; \\ v_{рас} &= \theta_{рас} u_{д. шаг} / t_{шаг} , \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\tau_{рас}$ ,  $\lambda_{рас}$ , и  $\theta_{рас}$  - относительные величины, характеризующие приходящуюся на первый период долю времени, пути и предельной скорости.

Величины  $\tau_{рас}$  и  $\lambda_{рас}$  зависят от конструкции ШГД и, в частности, от формы и размеров окон и выступов в ШР. Значение  $\theta_{рас}$  связано с формой тахограммы (см. рис. 2). Идеальные тахограммы 3 и 4 - предельно возможные и поэтому характеризуют границы рассматриваемой величины:  $1 < \theta_{рас} < 2$ . В пер-

вом приближении можно принять следующие значения относительных величин:

$$\lambda_{\text{рас}} = 1 - \varepsilon_{\text{рас}} - \varepsilon_{\text{зон}} ; \quad \tau_{\text{рас}} = \lambda_{\text{рас}} ;$$

$$\theta_{\text{рас}} = 1,5 . \quad (6)$$

Примерные значения относительных величин перекрытия в ШР  $\varepsilon_{\text{рас}}$  и зоны нарастания силовой (моментной) характеристики  $\varepsilon_{\text{зон}}$  приведены в п.4, ч.1.

В связи со сложностью и быстротечностью процессов в шаговом гидроприводе ( $t_{\text{шаг}} = 0,01 \dots 0,1 \text{с}$ ) главный параметр гидродвигателя - удельный рабочий объем  $q_{\text{д}}$  приходится определять в два этапа путем последовательного приближения. Для первого приближения используют методику энергетического расчета двухпозиционных гидроприводов. Формулы для определения ускорения выходного звена привода и главного параметра объемного двигателя после подстановки новых обозначений величин примут вид

$$\omega_{\text{рас}} = v_{\text{рас}}^2 / (v_{\text{рас}} t_{\text{шаг}} - u_{\text{д.шаг}}) = 4,5 u_{\text{д.шаг}} / t_{\text{шаг}}^2 ; \quad (7)$$

$$q_{\text{д}} = (m_{\text{в}} \omega_{\text{рас}} + H_{\text{с}}) / (p_{\text{ном}} \eta_{\text{г.а}} \eta_{\text{д.м}}) . \quad (8)$$

Величину  $p_{\text{ном}}$  выбирают в зависимости от области применения ШГП и с учетом рекомендуемых государственным стандартом значений номинальных давлений.

Значения гидравлического КПД  $\eta_{\text{г.а}}$  линий и аппаратов в первом приближении можно принять  $\eta_{\text{г.а}} = 0,75 \dots 0,9$ .

Значение механического КПД  $\eta_{\text{д.м}}$  объемного двигателя зависит от типа двигателя и может принимать значения  $\eta_{\text{д.м}} = 0,8 \dots 0,95$ .

Для второго этапа расчета удельного рабочего объема  $q_{\text{д}}$  гидродвигателя необходимы ориентировочные значения приемлемой площади  $F_{\text{т}}$  поперечного сечения трубопроводов, статического давления  $p_{\text{ст}}$  в камере гидродвигателя и среднего давления  $p_{\text{ср}}$  за период разгона и установившегося движения. Воспользуемся упрощенными зависимостями:

$$F_{\text{т}} = q_{\text{д}} v_{\text{рас}} / u_{\text{т}} ;$$

$$p_{\text{ст}} = \begin{cases} p_{\text{ат}} + H_{\text{с}} / q_{\text{д}} & \text{при двухкамерном гидродвигателе;} \\ \sigma_{\text{д}} p_{\text{ном}} + H_{\text{с}} / q_{\text{д}} & \text{при дифференциальном гидроцилиндре;} \end{cases}$$

$$p_{\text{ср}} = (p_{\text{ст}} + p_{\text{ном}}) / 2 , \quad (9)$$

где  $u_T$  - рекомендуемая скорость течения жидкости в трубопроводе;  
 $p_{ат}$  - атмосферное давление.

Дополнительно введем удобное для расчетов понятие шагового рабочего объема гидродвигателя  $q_{шаг}$ . При этом получим

$$q_{шаг} = q_d u_{д.шаг} ; \quad q_{рас} = \lambda_{рас} q_{шаг} , \quad (10)$$

где  $q_{рас}$  - геометрическое изменение рабочего объема гидродвигателя за первый период отработки шага.

При втором этапе энергетического расчета ШГП необходимо учесть затраты энергии на разгон жидкости в трубопроводах, объемную деформацию рабочей среды и стенок, разгон подвижных деталей в гидродвигателе. Кроме того, учесть внешнюю нагрузку и потери энергии вследствие утечек жидкости гидравлического сопротивления потоку и трения в передаточном механизме гидродвигателя. Для этого нужно составить и решить уравнение работ и энергий элементов исполнительной части ШГП. В сокращенном виде оно выглядит так:

$$A_{наг} + A_{кин} + A_{сж} + A_{ут} + A_{гид} + A_{мех} = A_{нап} ,$$

где  $A_{наг}$  - работа, затраченная на преодоление сил внешней нагрузки и разгон рабочего механизма с грузом;

$A_{кин}$  - кинетическая энергия движущейся жидкости в трубопроводах и подвижных деталей гидродвигателя;

$A_{сж}$  - работа, затраченная на объемную деформацию (сжатие) рабочей среды и упругих стенок в подводном трубопроводе и камере гидродвигателя;

$A_{ут}$ ,  $A_{гид}$ , и  $A_{мех}$  - потери энергии вследствие утечек жидкости, гидравлического сопротивления потоку и трения в передаточном механизме гидродвигателя;

$A_{нап}$  - количество механической энергии, поступающей с потоком жидкости через входное сечение напорного трубопровода в исполнительную часть привода в первом периоде отработки шага.

Составим математическое описание и выполним интегрирование выражений элементарных работ и энергий:

$$A_{наг} = \int_0^{y_{рас}} H_c dy_d + \int_0^{v_{рас}} m_v v_d dv_d .$$

При  $H_c = const$  и  $m_v = const$  внешняя работа

$$A_{\text{наг}} = \lambda_{\text{рас}} \gamma_{\text{д.шаг}} H_c + m_B v_{\text{рас}}^2 / 2 \quad (11)$$

При постоянных значениях массы или момента инерции движущихся деталей гидродвигателя  $m_d = \text{const}$  и приведенной массы (момента инерции) жидкости в трубопроводах  $m_{\text{п}} = \text{const}$  уравнение кинетической энергии имеет вид

$$A_{\text{кин}} = \int_0^{v_{\text{рас}}} m_d v_d dv_d + \int_0^{v_{\text{рас}}} m_{\text{п}} v_d dv_d = \frac{m_B v_{\text{рас}}^2}{2} + \frac{m_{\text{п}} v_{\text{рас}}^2}{2}.$$

Известна приближенная зависимость массы или момента инерции подвижных деталей гидродвигателей от удельного рабочего объема

$$m_d = K_{\text{и}} q_d^r.$$

Коэффициент  $K_{\text{и}}$  и показатель степени  $r$  можно найти, обработав справочные данные размерного ряда гидродвигателей выбранного типа. В табл. 1 приведены некоторые значения этих величин для гидродвигателей с присоединенными шаговыми распределителями.

Приведенная к выходному звену масса жидкости в трубопроводе определяется по формуле

$$m_{\text{п}} = \rho l_T q_d^2 / F_T,$$

где  $\rho$  - плотность жидкости;

$l_T$  - длина трубопроводов, в которых происходит разгон жидкости.

Таблица 1

Гидродвигатели	$P_{\text{ном}}$ , МПа	$K_{\text{и}}$	$r$
Аксиально-поршневые Гидромоторы	16	$2,6 \cdot 10^5$	1,5
	20	$5,2 \cdot 10^5$	
Радиально-поршневые многоходовые гидромоторы То же, одноходовые	16	$3,4 \cdot 10^3$	1,0
	20	$2,2 \cdot 10^4$	1,5
Двухполостные гидроцилиндры с полным ходом 0,4м	16	$2,9 \cdot 10^4$	1,5
Дифференциальные гидроцилиндры с полным ходом 0,25м	20	$4,1 \cdot 10^4$	1,5

Объемной деформации в период разгона гидродвигателя под нагрузкой подвергается рабочая среда (жидкость с газами), заключенная в исполнительной гидролинии и подводной полости (камере) гидродвигателя. Сжимаемый объем  $V_{ж}$  жидкости можно найти по формулам:

$$y_{\text{кам}} = \begin{cases} 0,5 L_{\text{п}} & \text{у гидроцилиндра;} \\ 0,5 y_{\text{д max}} & \text{у поворотного гидроцилиндра;} \\ p & \text{у гидромотора;} \end{cases}$$

$$V_{ж} = q_{\text{д}} y_{\text{кам}} + F_{\text{т}} l_{\text{и}}, \quad (12)$$

где  $y_{\text{кам}}$  - характерный размер камеры;  
 $L_{\text{п}}$  - полный ход поршня гидроцилиндра;  
 $y_{\text{д max}}$  - максимальное перемещение выходного звена;  
 $l_{\text{и}}$  - длина исполнительной и подводной гидролиний.  
 Перепишем выражение (12) в виде

$$V_{ж} = q_{\text{д}} y_{ж},$$

где

$$y_{ж} = y_{\text{кам}} + F_{\text{т}} l_{\text{т}} / q_{\text{д}} \quad (13)$$

Объем газов удобно принять равным  $V_{ж} \epsilon_{\text{ат}}$ , где  $\epsilon_{\text{ат}}$  - относительное содержание в жидкости нерастворенных газов при атмосферном давлении. При нормальных условиях работы гидропривода  $\epsilon_{\text{ат}} = 0,01 \dots 0,06$ , но в некоторых случаях величина  $\epsilon_{\text{ат}}$  может быть значительно больше.

Определим изменение объема рабочей среды и упругих стенок:

$$\Delta V_{\text{сж}} = \int_{p_{\text{ст}}}^{p_{\text{ном}}} \beta dp_{\text{д}}$$

где  $\beta$  - коэффициент объемной деформации рабочей среды.

Приняв адиабатный процесс сжатия газов ( $n=k$ ), коэффициент  $\beta$  можно определить по зависимости

$$\beta = V_{ж} / E_{ж} + V_{\text{у}} / E_{\text{у}} + \frac{\epsilon_{\text{ат}} V_{ж}}{k p_{\text{ном}}} \frac{p_{\text{ст}}^{1/k}}{p_{\text{ст}}^{1/k}},$$

где  $V_{\text{у}}$  - объем упругой части внутренней полости;

$E_{ж}$  и  $E_y$  - модуль объемной упругости жидкости и приведенный модуль упругости длинного металлического трубопровода круглого сечения;  $E_y = E_m S_T / d_T$  ;

$E_m$  - модуль упругости материала;

$S_T$  и  $d_T$  - толщина стенок и внутренний диаметр трубопровода.

Для сталей различных марок  $E_m = (19,5 \dots 20,6) \cdot 10^4$  МПа.

Тогда

$$\Delta V_{сж} = (V_{ж}/E_{ж} + V_y/E_y) (p_{ном} - p_{ст}) + V_{ж} \varepsilon_{ат} p_{ат}^{1/k} (1/p_{ст}^{1/k} - 1/p_{ном}^{1/k}). \quad (14)$$

Значимость объемной деформации рабочей среды можно оценить по относительной величине

$$\varepsilon_{сж} = \Delta V_{сж} / q_{рас} = \Delta V_{сж} / (q_{д} u_{д.шаг} \lambda_{рас}). \quad (15)$$

Работа, затраченная на объемную деформацию рабочей среды в исполнительной гидрелинии и подводной камере гидродвигателя:

$$A_{сж} = \int_{p_{ст}}^{p_{ном}} \beta p_{сж} d p_{д}$$

После подстановки  $\beta$  и интегрирования получим

$$A_{сж} = \left( \frac{V_{ж}}{E_{ж}} + \frac{V_y}{E_y} \right) \frac{p_{ном}^2 - p_{ст}^2}{2} + \frac{V_{ж} \varepsilon_{ат} p_{ат}^{1/k}}{k-1} \left( p_{ном}^{\frac{k-1}{k}} - p_{ст}^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Выразим утечки жидкости, гидравлические потери в линиях и аппаратах и потери на трение в гидродвигателе относительными величинами:

$$\varepsilon_{ут} = 2 - \eta_{а.о} - \eta_{д.о} ; \quad \varepsilon_{д.м} = 1 - \eta_{д.м} ; \quad \varepsilon_{г.а} = 1 - \eta_{г.а} , \quad (16)$$

где  $\eta_{а.о}$  и  $\eta_{д.о}$  - объемные КПД аппаратов и гидродвигателя;

$\eta_{д.м}$  - механический КПД гидродвигателя;

$\eta_{г.а}$  - гидравлический КПД линий и аппаратов.

Значения  $\eta_{а.о} = 0,92 \dots 0,96$ ;  $\eta_{д.о} = 0,70 \dots 0,98$  - для гидромоторов и  $\eta_{д.о} = 0,98 \dots 1,0$  - для гидроцилиндров.

Потери энергии в рассматриваемом периоде вследствие утечек, трения и гидравлического сопротивления в исполнительной части привода выражаются зависимостями:

$$A_{\text{ут}} = \int_0^{t_{\text{рас}}} \frac{q_{\text{рас}}}{t_{\text{рас}}} p_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{ут}} dt = q_{\text{шаг}} \lambda_{\text{рас}} p_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{ут}} ;$$

$$A_{\text{мех}} = \int_0^{y_{\text{рас}}} q_{\text{д}} p_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{д.м}} dy_{\text{д}} = q_{\text{д}} p_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{д.м}} y_{\text{рас}} = q_{\text{шаг}} \lambda_{\text{рас}} p_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{д.м}} ;$$

$$A_{\text{гид}} = \int_0^{q_{\text{рас}}} p_{\text{ном}} \varepsilon_{\text{г.а}} \left( \frac{q}{q_{\text{рас}}} \right)^{0,5} dq = \frac{q_{\text{рас}} p_{\text{ном}} \varepsilon_{\text{г.а}}}{1,5} = \frac{q_{\text{шаг}} \lambda_{\text{рас}} p_{\text{ном}} \varepsilon_{\text{г.а}}}{1,5} .$$

Количество механической энергии, поступающей с потоком жидкости в исполнительную часть гидропривода через входное сечение напорного трубопровода в первом периоде отработки шага:

$$A_{\text{нап}} = \int_0^{q_{\text{нап}}} p_{\text{ном}} dq ,$$

где  $q_{\text{нап}} = q_{\text{рас}} (1 + \varepsilon_{\text{ут}}) = q_{\text{шаг}} \lambda_{\text{рас}} (1 + \varepsilon_{\text{ут}})$  - объем жидкости, поступающей в исполнительную гидрелинию и подводную камеру гидродвигателя из напорного трубопровода в первый период отработки шага.

При  $p_{\text{ном}} = \text{const}$  количество поступившей из напорного трубопровода механической энергии

$$A_{\text{нап}} = q_{\text{шаг}} \lambda_{\text{рас}} p_{\text{ном}} (1 + \varepsilon_{\text{ут}})$$

В полученных выражениях работ и энергий выделим в явном виде шаговый рабочий объем гидродвигателя  $q_{\text{шаг}}$ :

$$\begin{aligned} A_{\text{кин}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{кин}} ; & A_{\text{сж}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{сж}} ; & A_{\text{ут}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{ут}} ; \\ A_{\text{мех}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{мех}} ; & A_{\text{гид}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{гид}} ; & A_{\text{нап}} &= q_{\text{шаг}} p_{\text{нап}} \end{aligned}$$

Величины  $p_{\text{кин}}$ ,  $p_{\text{сж}}$ ,  $p_{\text{ут}}$ ,  $p_{\text{мех}}$ ,  $p_{\text{гид}}$  и  $p_{\text{нап}}$  имеют размерность давления и соответственно равны:

$$\begin{aligned}
P_{\text{кин}} &= \frac{k_u q_d^{r-1} v_{\text{рас}}^2}{2y_{\text{д.шаг}}} + \frac{\rho l_T q_d v_{\text{рас}}^2}{2F_T y_{\text{д.шаг}}}; \\
P_{\text{сж}} &= \frac{P_{\text{ном}}^2 - P_{\text{ст}}^2}{2y_{\text{д.шаг}}} \left( \frac{y_{\text{ж}}}{E_{\text{ж}}} + \frac{V_y}{q_d E_y} \right) + \frac{y_{\text{ж}} \varepsilon_{\text{ат}} P_{\text{ат}}^{1/k}}{y_{\text{д.шаг}} (k-1)} \left( P_{\text{ном}}^{\frac{k-1}{k}} - P_{\text{ст}}^{\frac{k-1}{k}} \right); \\
P_{\text{ут}} &= \lambda_{\text{рас}} P_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{ут}}; \quad P_{\text{мех}} = \lambda_{\text{рас}} P_{\text{ср}} \varepsilon_{\text{д.м}}; \\
P_{\text{гид}} &= \lambda_{\text{рас}} P_{\text{ном}} \varepsilon_{\text{г.а}} / 1,5; \quad P_{\text{нап}} = \lambda_{\text{рас}} P_{\text{ном}} (1 + \varepsilon_{\text{ут}}). \tag{17}
\end{aligned}$$

В соответствии с принятым уравнением работ и энергий и полученными выражениями его членов выведем конечную формулу для расчета шагового рабочего объема гидродвигателя:

$$q_{\text{шаг}} = \frac{A_{\text{наг}}}{P_{\text{нап}} - P_{\text{кин}} - P_{\text{сж}} - P_{\text{ут}} - P_{\text{мех}} - P_{\text{гид}}}. \tag{18}$$

В результате второго этапа расчета найдем уточненное значение удельного рабочего объема гидродвигателя:

$$q_d = q_{\text{шаг}} / y_{\text{д.шаг}}. \tag{19}$$

По величине  $q_d$  определяют основные конструктивные параметры и выбирают типоразмер гидродвигателя точно так же, как и в случае двухпозиционных гидроприводов.

К гидродвигателю механически присоединяют шаговый распределитель (см. п.4, ч.1). Некоторые гидромоторы имеют второй выходной вал для присоединения прибора. К этому валу удобно присоединить поворотный золотник ШР. В других случаях в качестве обратной связи приходится использовать зубчатую, винтовую или цепную передачу.

Рассмотрим особенность энергетического расчета ШГП, состоящего в оценке КПД исполнительной части. Понятие общего КПД объемного гидропривода при установившемся движении выходного звена здесь не приемлемо. При отработке шага выходное звено гидродвигателя перемещается в основном с переменной скоростью. Установившимся становится лишь режим фиксации выходного звена в зоне позиционирования, поэтому используем известное из теории механизмов и машин понятие циклового КПД механизма, определяемого отношением полезной работы к работе движущихся сил за рассматриваемый цикл движения механизма. Аналогично этому целесообразно принять понятие эквивалентного КПД  $\eta_{\text{экв}}$  исполнительской части ШГП, определяемого отношением полезной работы  $A_{\text{наг}}$  на выходном звене к коли-

честву подведенной энергии  $A_{\text{нап}}$  за период разгона выходного звена и движения с малоизменяющейся скоростью:

$$\eta_{\text{экв}} = A_{\text{нап}} / A_{\text{нап}} = (A_{\text{нап}} - A_{\text{кин}} - A_{\text{сж}} - A_{\text{ут}} - A_{\text{мех}} - A_{\text{гид}}) / A_{\text{нап}}.$$

В периоды торможения выходного звена и колебаний в зоне фиксации смысл полезного действия иной. В данном случае полезно рассеивание энергии, т.е. преобразование кинетической энергии в тепловую для остановки выходного звена. Конечное выражение эквивалентного КПД с учетом математического описания членов управления работ и энергий можно представить в виде

$$\eta_{\text{экв}} = 1 - \frac{p_{\text{кин}}}{p_{\text{нап}}} - \frac{p_{\text{сж}}}{p_{\text{нап}}} - \frac{p_{\text{ут}}}{p_{\text{нап}}} - \frac{p_{\text{мех}}}{p_{\text{нап}}} - \frac{p_{\text{гид}}}{p_{\text{нап}}}. \quad (20)$$

Вычитаемые члены в правой части уравнения (20) имеют смысл относительных потерь или затрат энергии на разгон жидкости в трубопроводах и деталей в гидродвигателе, объемную деформацию рабочей среды и стенок, утечки через зазоры, гидравлическое сопротивление потоку жидкости и трение в передаточном механизме гидродвигателя. Значения эквивалентных КПД исполнительных частей ШГП составляют  $\eta_{\text{экв}}=0,3...0,7$ .

Магистральные гидролинии выбирают по давлению жидкости  $p_{\text{ном}}$  и внутреннему диаметру  $d_y$ , связанному с площадью проходного сечения зависимостью

$$d_y = 1,13 \sqrt{F_T}.$$

В промышленном гидроприводе при неагрессивной жидкости применяют бесшовные трубы из конструкционной стали марок 10 и 20. При повышенных требованиях к коррозионной стойкости или к массе трубопроводов применяют сталь 12Х18Н10Т. При соединениях трубопроводами взаимно перемещающихся агрегатов применяют гибкие трубопроводы - рукава. Для давлений до 2 МПа приемлемы резинотканевые рукава с  $d_y=10...50$  мм, а для давлений до 30 МПа необходимы гибкие металлические рукава с  $d_y=6...50$  мм. После выбора трубопроводов по стандартам и нормам необходимо уточнить величину площади проходного сечения  $F_T = \pi d_y^2/4$ . Площади проходных сечений каналов  $F_{\text{рас}}$  в соединительных платах и корпусах ШР и ГК принимают уменьшенными на величину  $\epsilon_{\text{пл}}=1,5...2$ , что важно для габаритов и масс указанных устройств;  $F_{\text{рас}} = F_T/\epsilon_{\text{пл}}$ .

Для рабочих щелей ГК иногда приходится принимать  $\epsilon_{пл}=2...4$  с целью обеспечения приемлемых величин диаметров золотников, существенно влияющих на быстродействие гидрораспределителей.

При проектировании ГК решается вопрос о применении серийных или специальных гидрораспределителей. Использование гидрораспределителей общепромышленного назначения возможно с дополнительной регулировкой (уменьшением) хода золотников и при частотах отработки управляющих сигналов до  $f_{пр}=30$  Гц. Из каталогов гидрооборудования выбирают трехпозиционные четырехлинейные гидрораспределители с закрытым центром. Требуемый условный проход равен

$$d_y = 1,13 \sqrt{F_{рас}}$$

Гидрораспределители с условным проходом  $d_y \leq 10$  мм имеют однокаскадную структуру, а при  $d_y \leq 16$  мм - двухкаскадную. Специальные гидрораспределители снабжаются электромагнитами с повышенной тяговой силой. Величину хода золотника выбирают в пределах  $y_{зол} = 1...3$  мм, а величину одностороннего положительного перекрытия  $\Delta_{зол} = 0,1...0,5$  мм. Все это обеспечивает высокое быстродействие ГК. Для трехпозиционных специальных гидрораспределителей диаметр золотника определяют по формуле

$$d_{зол} = \frac{F_T}{\pi(y_{зол} - \Delta_{зол})\epsilon_{пл}} \quad (21)$$

Для двухпозиционных, последовательно расположенных распределителей

$$d_{зол} = \frac{F_T}{\pi(0,5y_{зол} - \Delta_{зол})\epsilon_{пл}} \quad (22)$$

Шаговый распределитель является нестандартным узлом ШГП, поэтому приходится выполнять расчет и конструирование его деталей. Формулы для расчета основных геометрических параметров распределительной пары ШР приведены в п.4, ч.1: для ШР поступательного движения - формулы ((18), ч.1)...((23), ч.1) и для ШР вращательного движения - ((24), ч.1)...((30), ч.1).

Общие соображения о выборе типа насосной установки изложены в п.2, ч.1. Упрощенные схемы насосных установок, применяемых в ШГП, показаны на рис. 6, ч.1. Для выбора гидроагрегатов насосной установки принимают во внимание величину номинального давления рабочей жидкости  $P_{ном}$  и вычисляют расчетный расход по формуле

$$Q_{\text{рас}} = \theta_{\text{рас}} \frac{q_{\text{шаг}}}{t_{\text{шаг}}} (1 + K_{\text{об}}), \quad (23)$$

где  $K_{\text{об}}$  - коэффициент суммарных объемных потерь на утечки и деформацию рабочей среды приближенно можно принять равным  $K_{\text{об}} = 0,1$ .

В случае применения насосно-аккумуляторной установки (см. рис. 6, в, ч.1) необходимую подачу насоса определяют с учетом коэффициента снижения подачи насоса за счет использования аккумулятора  $k_{\text{ак}}$ , названного сокращенно коэффициентом использования аккумулятора:

$$Q_{\text{нас}} = Q_{\text{рас}} k_{\text{ак}}. \quad (24)$$

При отсутствии аккумулятора  $k_{\text{ак}} = 1$ , а при его наличии

$$k_{\text{ак}} = \frac{t_{\text{шаг}} n_{\text{шаг}}}{\theta_{\text{рас}} t_{\text{цик}}}, \quad (25)$$

где  $t_{\text{цик}}$  - выделенное время цикла работы ШГП в машине;

$n_{\text{шаг}}$  - число шагов, отрабатываемых за указанный цикл.

В крайнем случае, когда принимают  $t_{\text{цик}} = t_{\text{пол}}$ , соответственно  $n_{\text{шаг}} = 1$ .

По величинам  $Q_{\text{нас}}$  и  $P_{\text{ном}}$  выбирают типоразмер насоса из числа выпускаемых промышленностью. По каталогу уточняют  $Q_{\text{нас}}$  и определяют номинальные величины частоты вращения вала насоса и приводной мощности  $n_{\text{нас}}$  и  $N_{\text{нас}}$ . Эти величины служат для выбора приводного электродвигателя.

Для выбора аккумулятора рассчитывают коэффициент цикличности включения аккумулятора

$$k_{\text{цик}} = n_{\text{шаг}} (1 - k_{\text{ак}} \theta_{\text{рас}}) \quad (26)$$

и величину необходимого маневрового объема

$$V_{\text{ман}} = k_{\text{цик}} q_{\text{шаг}} (1 + K_{\text{об}}). \quad (27)$$

При выборе пневмогидравлического аккумулятора определяют дополнительно относительный маневровый объем

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \left( \frac{p_{\text{зар}}}{p_{\text{мин}}} \right)^{\frac{1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{мин}}}{p_{\text{макс}}} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (28)$$

Минимальное давление принимают равным номинальному  $p_{\text{мин}}=p_{\text{ном}}$ . При этом рекомендуются для нормальной работы аккумулятора

$$\frac{p_{\text{зар}}}{p_{\text{мин}}} = 0,9 \quad \text{и} \quad \frac{p_{\text{мин}}}{p_{\text{макс}}} = 0,7 \dots 0,8.$$

Процессы зарядки и разрядки аккумулятора близки к адиабатическому, поэтому можно принимать  $k=1,3 \dots 1,4$ . Выбор пневмогидравлического аккумулятора по каталогу осуществляется по  $p_{\text{ном}}$  и максимальной емкости газовой полости, определяемой по формуле

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{ман}} / \varepsilon_{\text{ман}}. \quad (29)$$

Клапаны и фильтры для насосной установки выбирают по  $p_{\text{ном}}$  и  $d_{\text{усл}}$  или  $Q_{\text{рас}}$ . Емкость масляного бака при отсутствии охлаждающего устройства выбирают, ориентируясь на трехминутную подачу насоса, объем аккумулятора и суммарный внутренний объем гидролиний и гидродвигателя:

$$V_{\text{бак}} \geq 180 \cdot Q_{\text{нас}} + V_{\text{ак}} + V_{\text{вн}}. \quad (30)$$

При ограниченном объеме бака необходим тепловой расчет гидропривода и применение охлаждающего устройства.

### ***Пример 1***

Определить в результате энергетического расчета основные параметры исполнительной части шагового гидропривода вращательного движения (см. рис. 1,а). Исходные данные для расчета: статический момент сил внешнего воздействия  $N_{\text{м}} = 100 \text{ Нм}$ ; приведенный момент инерции рабочего механизма с грузом  $m_{\text{м}}=0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ; число позиций за один оборот вала  $n_{\text{поз}}=40$ ; допустимая ошибка позиционирования  $\varepsilon_{\text{поз}}=0,2$ ; предельная частота отработки шагов  $f_{\text{пр}}=50\text{Гц}$ ; температура окружающего воздуха  $T_{\text{в}}=10 \dots 30^{\circ}\text{C}$ ; время цикла работы привода  $t_{\text{цикл}}=1,5\text{с}$ ; число шагов в цикле  $n_{\text{шаг}}=20$ ; удаление насосной установки  $L_{\text{нас}}=25\text{м}$ .

### ***Решение***

Принимаем и находим по справочным данным величины:  $\epsilon_{\text{рас}}=0,04$ ;  $\epsilon_{\text{зон}}=0,04$ ;  $k_{\text{o.c}}=1$ ;  $k_{\text{o.п}}=1$ ;  $\eta_{\text{с.п}}=1$ ;  $p_{\text{ном}}=20$  МПа;  $p_{\text{ат}}=0,1$  МПа;  $\eta_{\text{д.м}}=0,94$ ;  $\eta_{\text{д.о}}=0,94$ ;  $K_{\text{и}}=5,2 \cdot 10^5$ ;  $r=1,5$ ;  $\eta_{\text{г.а}}=0,75$ ;  $\eta_{\text{а.о}}=0,97$ ;  $l_{\text{т}}=2,5$  м;  $u_{\text{т}}=3$  м/с;  $l_{\text{и}}=0,5$  м;  $V_{\text{у}}=0,4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>;  $\rho=890$  кг/м<sup>3</sup>;  $E_{\text{ж}}=1,5 \cdot 10^9$  Па;  $E_{\text{у}}=2 \cdot 10^{10}$  Па;  $\epsilon_{\text{ат}}=0,02$ ;  $k=1,4$  и  $t_{\text{шаг}}=1/f_{\text{пр}}=1/50=0,02$  с.

Определяем приведенные к выходному звену гидродвигателя шаг позиционирования, максимальную скорость и внешнюю нагрузку по формулам (1), (2) и (4):

$$u_{\text{шаг}}=2 \cdot 3,14 / 40=0,157 \text{ рад}; \quad v_{\text{м max}}=2 \cdot 0,157/0,02=15,7 \text{ 1/с}; \\ m_{\text{в}}=0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad H_{\text{с}}=100 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad u_{\text{д.шаг}}=0,157 \text{ рад}; \quad v_{\text{д. max}}=15,7 \text{ 1/с}.$$

По формулам (6), (5) и (7) находим время, путь, предельную скорость и ускорение в первом периоде отработки шага:

$$\lambda_{\text{рас}}=1 - 0,04 - 0,04=0,92; \quad \tau_{\text{рас}}=0,92; \quad \theta_{\text{рас}}=1,5; \\ t_{\text{рас}}=0,92 \cdot 0,02=0,0184 \text{ с}; \quad y_{\text{рас}}=0,92 \cdot 0,157=0,14444 \text{ рад}; \\ v_{\text{рас}}=1,5 \cdot 0,157/0,02=11,775 \text{ 1/с}; \quad \omega_{\text{рас}}=4,5 \cdot 0,157/0,02^2=1766,25 \text{ 1/с}^2.$$

Вычисляем ориентировочные значения удельного, шагового и расчетного рабочих объемов гидродвигателя по выражениям (8) и (10), определяем площади проходного сечения трубопроводов, статического и среднего давлений в камере гидродвигателя по зависимости (9):

$$q_{\text{д}}=(0,1 \cdot 1766,25 + 100) / (20 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \cdot 0,94)=19,62 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ q_{\text{шаг}}=19,62 \cdot 10^{-6} \cdot 0,157=3,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ q_{\text{рас}}=0,92 \cdot 3,08 \cdot 10^{-6}=2,834 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\ F_{\text{т}}=19,62 \cdot 10^{-6} \cdot 11,775 / 3=0,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \\ p_{\text{ст}}=0,1 \cdot 10^6 + 100 / (19,62 \cdot 10^{-6})=5,2 \cdot 10^6 \text{ Па}; \\ p_{\text{ср}}=(5,2 + 20) \cdot 10^6 / 2=12,6 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

На втором этапе энергетического расчета вычисляем уточненный шаговый рабочий объем гидродвигателя с учетом дополнительных факторов, определяемых выражениями (11) - (13), (16) - (18):

$$A_{\text{нар}}=0,92 \cdot 0,175 \cdot 100 + 0,1 \cdot 11,775^2 / 2=21,38 \text{ Дж}; \\ y_{\text{ж}}=3,14 + 0,77 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 / (19,62 \cdot 10^{-6})=5,1; \\ \epsilon_{\text{ут}}=2 - 0,97 - 0,94=0,09; \quad \epsilon_{\text{д.м}}=1 - 0,94=0,06; \quad \epsilon_{\text{г.а}}=1 - 0,75=0,25;$$

$$P_{\text{кин}} = \frac{5,2 \cdot 10^5 \left(19,62 \cdot 10^{-6}\right)^{0,5} \cdot 11,775^2}{2 \cdot 0,157} + \frac{890 \cdot 2,5 - 19,62 \cdot 10^{-6} \cdot 11,775^2}{2 \cdot 0,77 \cdot 10^{-4} \cdot 0,157} =$$

$$= 1,017 \cdot 10^6 + 0,245 \cdot 10^6 = 1,262 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$P_{\text{сж}} = \frac{\left(20 \cdot 10^6\right)^2 - \left(5,2 \cdot 10^6\right)^2}{2 \cdot 0,157} \left( \frac{5,1}{1,5 \cdot 10^9} + \frac{0,4 \cdot 10^{-4}}{19,62 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^{10}} \right) +$$

$$+ \frac{5,1 \cdot 0,02 \left(0,1 \cdot 10^6\right)^{1/1,4}}{0,157(1,4-1)} \left[ \left(20 \cdot 10^6\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - \left(5,2 \cdot 10^6\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] =$$

$$= 4,159 \cdot 10^6 + 0,236 \cdot 10^6 = 4,395 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_{\text{ут}} = 0,92 \cdot 12,6 \cdot 10^6 \cdot 0,09 = 1,043 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_{\text{мех}} = 0,92 \cdot 12,6 \cdot 10^6 \cdot 0,06 = 0,696 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_{\text{гид}} = 0,92 \cdot 20 \cdot 10^6 \cdot 0,25 / 1,5 = 3,067 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_{\text{нап}} = 0,92 \cdot 20 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,09) = 20,05 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$q_{\text{шаг}} = \frac{21,38}{(20,05 - 1,262 - 4,395 - 1,043 - 0,696 - 3,067) \cdot 10^6} = 2,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По зависимости (19) находим уточненный удельный рабочий объем гидродвигателя

$$q_{\text{д}} = 2,23 \cdot 10^{-6} / 0,157 = 14,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Минимальный рабочий объем гидродвигателя находим по зависимости

$$V_{\text{д.о}} = 2\pi q_{\text{д}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 14,2 \cdot 10^{-6} = 89,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 89,2 \text{ см}^3.$$

Ближайшее стандартное значение рабочего объема гидродвигателя (гидромотора)  $V_{\text{д.о}} = 90 \text{ см}^3$

Выбираем гидромотор аксиально-поршневого типа марки 310.25. Рабочий объем гидромотора  $V_{\text{д.о}} = 112 \text{ см}^3 = 112 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . Уточняем удельный рабочий объем ШГМ

$$q_{\text{шаг}} = \frac{V_{\text{д.о}} U_{\text{д.шаг}}}{2\pi} = \frac{112 \cdot 10^{-6} \cdot 0,157}{2 \cdot 3,14} = 2,799 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

По зависимости (20) находим эквивалентный КПД исполнительной части ШГП

$$\eta_{\text{экв}} = 1 - \frac{1,202 \cdot 10^6}{20,05 \cdot 10^6} - \frac{4,395 \cdot 10^6}{20,05 \cdot 10^6} - \frac{1,043 \cdot 10^6}{20,05 \cdot 10^6} - \frac{0,696 \cdot 10^6}{20,05 \cdot 10^6} - \frac{3,067 \cdot 10^6}{20,05 \cdot 10^6} = 0,48.$$

Требуемый диаметр проходного сечения магистральных трубопроводов

$$d_y = 1,13 \sqrt{0,77 \cdot 10^{-4}} = 9,916 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 10 \text{ мм}.$$

Выбираем стальные бесшовные трубы с диаметром  $d_{\text{нар}}=13\text{мм}$  и внутренним  $d_y=10,2\text{мм}$ . Уточненная площадь проходного сечения трубопроводов

$$F_T = 3,14 \cdot (1,02 \cdot 10^{-2})^2 / 4 = 0,817 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Площадь проходного сечения и диаметр каналов в платах и корпусах ГК и ШР при величине  $\epsilon_{\text{пл}}=1,5$

$$F_{\text{рас}} = 0,817 \cdot 10^{-4} / 1,5 = 0,545 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$d_{\text{усл}} = 1,13 \sqrt{0,545 \cdot 10^{-4}} = 8,34 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 8,34 \text{ мм}.$$

Принимаем условный проход для гидроаппаратов  $d_{\text{усл}}=8\text{мм}$ .

Для построения ГК при  $f_{\text{пр}}=50\text{Гц}$  необходимы специальные гидрораспределители с ходом золотника  $u_{\text{зол}}=1,5 \text{ мм}$ , величиной перекрытия  $\Delta_{\text{зол}}=0,4\text{мм}$  и диаметром золотника при  $\epsilon_{\text{пл}}=2$ , выбранном по формуле (21):

$$d_{\text{зол}} = \frac{0,817 \cdot 10^{-4}}{3,14(1,5 - 0,4) \cdot 2} = 0,118 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 11,8 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{\text{зол}}=12 \text{ мм}$ .

Выбираем ШР вращательного движения (см. рис. 1,а). Принимаем число тактов в цикле управления  $n_{\text{так}}=4$  и передаточное число внутренней кине-

матической связи  $i_{св}=1$ . Число рабочих полостей (камер) в гидромоторе  $n_{кам}=2$ .

По зависимостям ((24), ч.1)...((27), ч.1) определяем (при числе групп окон  $n_{гр}=2$ ) величину углового шага на распределительной поверхности, угловое расположение и число одноименных пазов на золотнике и угловое расположение окон в распределительной втулке:

$$j_{шаг} = \frac{2 \cdot 3,14}{4(4+1) \cdot 2} = 0,157 \text{ рад};$$

$$j_{зол} = 0,157 \cdot 4 = 0,628 \text{ рад};$$

$$n_{паз} = (4+1) \cdot 2 = 10 ;$$

$$j_{вт} = 0,157(4+1) = 0,785 \text{ рад}.$$

Номинальный диаметр распределительной поверхности при  $\epsilon_{пл}=1,5$  и минимальной толщине стенки между пазами  $u_{ст}=2$  мм определяем по выражению ((28), ч.1):

$$d_{рас} = \frac{10 \cdot 2 \cdot 2}{3,14} + \sqrt{\left(\frac{10 \cdot 2 \cdot 2}{3,14}\right)^2 + \frac{4 \cdot 54,5}{2 \sin((1-0,04) \cdot 0,157/2)}} = 52,82 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{рас}=63$  мм. Ширина окна во втулке и паза на золотнике определяется по выражению ((29), ч.1)

$$y_{ок} = y_{паз} = 63 \cdot \sin \frac{0,157(1-0,04)}{2} = 4,75 \text{ мм}.$$

Принимаем  $y_{ок}=y_{паз}=5$  мм.

Угловое и линейное перекрытия окон поясками золотника находим по зависимостям:

$$\delta_{рас} = \frac{\epsilon_{рас} j_{шаг}}{i_{св}} = 0,157 \cdot 0,04 = 0,00628 \text{ рад};$$

$$\Delta_{рас} = \frac{\pi d_{рас}}{2\pi} \cdot \delta_{рас} = \frac{63}{2} \cdot 0,00628 = 0,2 \text{ мм}.$$

Для выбора гидроагрегатов насосной установки вычисляют расчетный расход жидкости по формуле (23)

$$Q_{\text{рас}} = 1,5 \cdot \frac{2,799 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 2,099 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с} = 12,6 \text{ л/мин.}$$

Коэффициент снижения подачи насоса при использовании аккумулятора определяется по выражению (25):

$$k_{\text{ак}} = \frac{0,02 \cdot 20}{1,5 \cdot 1,5} = 0,18.$$

По выражению (24) находится необходимая подача насоса:

$$Q_{\text{нас}} = 12,6 \cdot 0,18 = 2,27 \text{ л/мин.}$$

Выбран нерегулируемый насос типа НА 4/320 с подачей  $Q_{\text{нас}} = 5,25$  л/мин, частотой вращения  $n_{\text{нас}} = 1500$  об/мин и приводной мощностью  $N_{\text{нас}} = 2,06$  кВт при  $p_{\text{ном}} = 20$  МПа. В качестве приводного выбран электродвигатель типа А02-31-4. Коэффициент цикличности включения аккумулятора подсчитываем по зависимости (26)

$$k_{\text{цик}} = 20 \cdot (1 - 0,18 \cdot 1,5) = 14,6.$$

Маневровый объем аккумулятора определяется по формуле (27)

$$V_{\text{ман}} = 14,6 \cdot 2,799 \cdot 10^{-6} (1 + 0,1) = 4,495 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 = 44,95 \text{ см}^3.$$

Рекомендуемый относительный маневровый объем пневмогидравлического аккумулятора определяют по формулам (28) и (29).

$$\varepsilon_{\text{ман}} = 0,9^{1/1,4} (1 - 0,75^{1/1,4}) = 0,1723$$

$$V_{\text{ак}} = 44,95 / 0,1723 = 261 \text{ см}^3.$$

Ближайший больший типоразмер аккумулятора АРХ-1/32.

Минимальная емкость масляного бака без кондиционера находится по выражению (30)

$$V_{\text{бак}} = 180 \cdot \frac{2,27}{60} + 1 + 0,85 = 8,66 \text{ дм}^3 \approx 9 \text{ л.}$$

По условному проходу  $d_{\text{усл}}=8$  мм выбраны гидроаппараты: напорный клапан Г54-32Н, обратный клапан Г51-31 и сливной фильтр ФС  $\frac{12-40}{6,3}$ .

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА

Шаговые гидроприводы отличаются быстротечным и неустановившимся режимом движения выходного звена, поэтому при их проектировании обязательен динамический расчет с учетом основных нелинейных факторов, большинство которых имеется и в гидроприводах других типов. В результате расчета переходного процесса при отработке шага можно получить необходимую информацию о быстродействии и колебательности проектируемого гидропривода.

Шаговые гидроприводы с гидравлической редукцией шага отличаются от двухпозиционных и следящих приводов гидрокоммутатором и шаговым распределителем. Однако при отработке единичного шага гидрокоммутатор действует аналогично гидрораспределителю в двухпозиционном приводе, а в зоне позиционирования шаговый распределитель выполняет те же функции, что и дросселирующий распределитель в следящем приводе. В связи с этим целесообразно пользоваться общей методикой для расчета.

На первом этапе расчета переходных процессов принципиальную схему ШГП приводят к расчетной и определяют исходные данные. Рассмотрим в качестве примеров ШГП вращательного и поступательного движения (см. рис. 1). Применительно к ним и по аналогии со следящими приводами составим расчетные схемы исполнительных механизмов с гидромотором и дифференциальным гидроцилиндром (см. рис. 3, а, б). Гидрокоммутатор и шаговый распределитель представлены на схемах эквивалентными регулируемыми дросселями с проводимостями  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  и  $\alpha_4$ . Зазоры в гидродвигателе и гидроаппаратах, через которые происходят утечки рабочей жидкости, отражены эквивалентными постоянными дросселями с проводимостями  $s_1$  и  $s_2$ .

На расчетных схемах выделены четыре основные переменные величины: давления в подводной  $p_1$  и в отводной  $p_2$  полостях гидродвигателя и скорость  $v_d$  и перемещение  $u_d$  выходного звена. Эти переменные достаточно полно отражают динамические процессы в исполнительной части гидропривода. Применительно к ним составлены стандартные обобщенные математические модели двухпозиционных и следящих приводов. разработана также общая методика решения дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель.

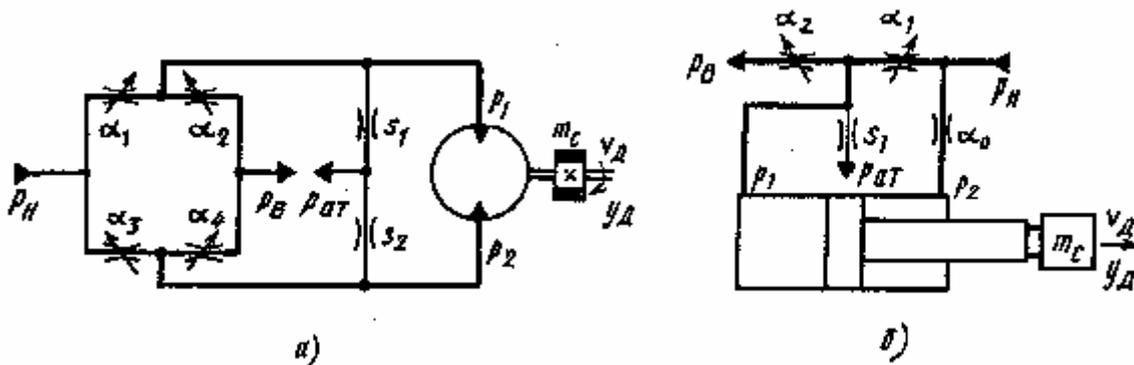


Рис.3. Расчетные схемы исполнительных механизмов шаговых гидроприводов:  
а – вращательного движения; б – то же поступательного

Остановимся на функциональных свойствах специфичных агрегатов шагового гидропривода с гидравлической редукцией шага. При отработке единичного шага гидрокоммутатор переключает исполнительные гидролинии путем перемещения запорно-регулирующего элемента (золотника) выходного каскада. Перемещение  $x$  золотника происходит в функции текущего времени  $t_T$  под действием электромагнита или жидкости, поступающей под давлением, при наличии электрогидравлического усилителя. Учитывая быстротечность переключения гидрораспределителя, можно принять упрощенные зависимости перемещения  $x(y_{\text{зол}})$  золотника от времени  $t_T$  и эффективной площади  $f_3$  проходного сечения распределителя от перемещения золотника. Примерные зависимости  $x(y_{\text{зол}}) = \Phi(t_T)$  и  $f_3 = \Phi(x)$  показаны на рис. 4, а, б.

У гидрораспределителей общепромышленного назначения перемещение золотника из нейтрального положения  $x_{\text{п}} = 3 \dots 4 \text{ мм}$ , время срабатывания  $t_y = 0,016 \dots 0,035 \text{ с}$ , время запаздывания  $t_{\text{н}} = 0,002 \dots 0,008 \text{ с}$ . Для специальных гидрораспределителей с форсируемыми по току электромагнитами  $x_{\text{п}} = 2 \text{ мм}$ ,  $t_y = 0,01 \text{ с}$ . Одностороннее перекрытие в гидрораспределителе с закрытым центром  $x_{\text{н}} = (0,2 \dots 0,3) x_{\text{п}}$ .

Максимальную эффективную площадь  $f_{3 \text{ max}}$  проходного сечения гидрораспределителя определяют с учетом гидролиний. Математическое описание выходного каскада гидрокоммутатора существенно упрощается, если принять напорную и сливную гидролинии одинаковыми, а гидрораспределитель - идеальным по исполнению. При этом можно пользоваться одной графической зависимостью  $f_3 = \Phi(x)$  для напорного и сливного окон гидрораспределителя.

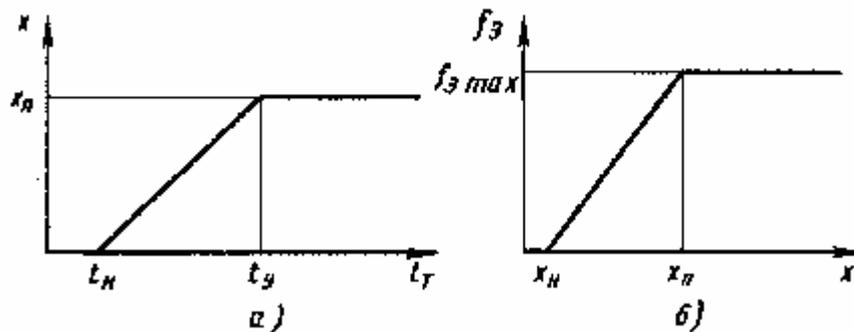


Рис.4. Упрощенные зависимости перемещения золотника и эффективной площади окон гидроккоммутатора с гидролиниями при единичном шаге

Функции шагового распределителя - отсчитывать шаг и фиксировать выходное звено. Для этого золотник связан с выходным звеном, а распределительные окна - с исполнительными гидролиниями и полостями гидродвигателя (см. рис. 1). В конце шага выступы или пояски золотника перекрывают распределительные окна. Изменение эффективных проводимостей распределительных окон в функции перемещения золотника  $f_{3i} = \Phi_i(x_3)$  называют *проходной характеристикой шагового распределителя*. Приблизительно такую характеристику можно получить расчетным путем. По известным размерам втулки и золотника, пользуясь соответствующими формулами, определяют изменение геометрической площади  $f_i$  проходного сечения распределительных окон в зависимости от перемещения  $x_3$  золотника. Полученные величины умножают на приближенное значение коэффициента расхода ( $\mu=0,7$ ) и находят  $f_{3i} = \mu f_i$ , где  $i = 1, 2, 3$  и  $4$ . Точную проходную характеристику шагового распределителя можно получить только экспериментально, проливкой на стенде.

Графические зависимости эффективных площадей распределительных окон от перемещения золотника  $f_{3i} = \Phi_i(x_3)$  удобно при динамическом расчете аппроксимировать кусочно-линейными функциями (см. рис. 5, а, б). Нулевое положение золотника соответствует начальной позиции привода перед отработкой шага. При этом полностью открыты распределительные окна, соединяющие полость наполнения гидродвигателя с напорной гидролинией, а полость вытеснения - со сливной.

В конце отработки шага при  $x_3 = x_{\text{шаг}} (y_{\text{шаг}})$  распределительные окна перекрываются выступами или поясками золотника до величины зазоров между втулкой и золотником. Перебег  $u_{\text{пер}}$  выходного звена гидродвигателя и дальнейшее перемещение  $x_3 > x_{\text{шаг}}$  золотника приводят к раскрытию других окон шагового распределителя, которые соединяют полость вытеснения гидродвигателя с напорной гидролинией, а полость наполнения со сливной. При этом

на выходном звене возникает сила (момент сил), которая возвращает его в положение позиционирования, соответствующее  $u_d = u_{d, шаг}$  и  $x_3 = x_{шаг}$ . Если принять, что распределительная втулка и золотник изготовлены идеально, то функции эффективных проводимостей одновременно действующих окон будут одинаковыми:  $f_{31} = f_{34}$  и  $f_{32} = f_{33}$ . Снятые с характеристик (рис. 5, а, б) координаты узловых точек ломаных линий входят в число исходных данных.

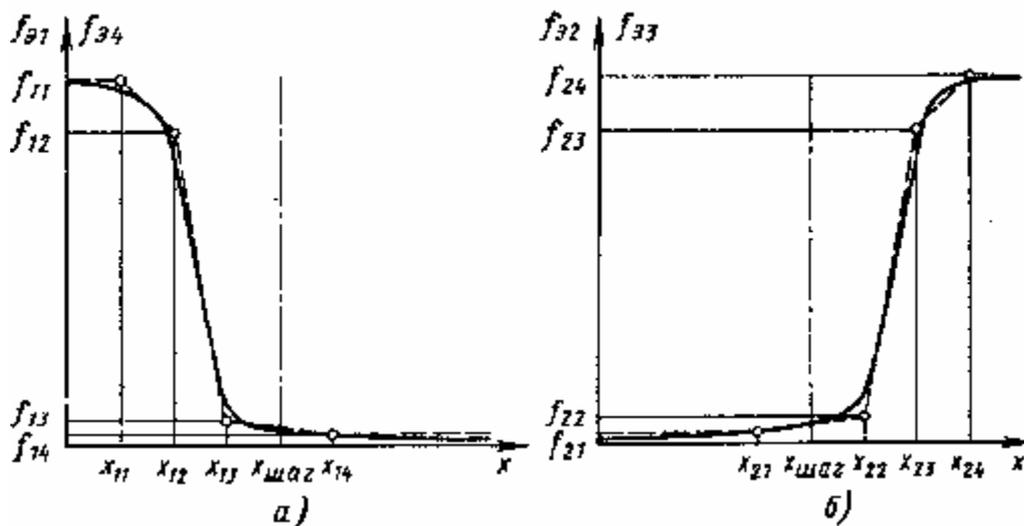


Рис. 5. Зависимость эффективных площадей окон с каналами от перемещения золотника

На этапе подготовки исходных данных для динамического расчета определяют и уточняют большое число величин:

суммарную приведенную к выходному звену гидродвигателя массу (момент инерции) жидкости в трубопроводах и подвижных частей гидродвигателя и рабочего механизма с грузом  $m_c = m_n + m_d + m_b$  (см. п.1);

постоянные величины  $N_{п.н}$ ,  $y_0$ ,  $k_a$ ,  $v$ ,  $N_{к.н}$ ,  $k_{к.т}$ ,  $k_{т.п}$  и  $k_{в.т}$ , входящие в выражения для определения внешней нагрузки на следящий привод с дроссельным регулированием;

конструктивные и физические величины  $V_{ж\ j_0}$ ,  $E_{ж}$ ,  $V_y$ ,  $E_y$ ,  $\epsilon_{ат}$ ,  $p_{ат}$ ,  $n$ , входящие в формулы коэффициентов объемной деформации рабочей среды;

удельные рабочие объемы полостей гидродвигателя  $q_1 = q_d$  и  $q_2 = \sigma_d q_d$ , плотность  $\rho$  и давление жидкости в напорном  $p_n = p_{ном}$  и сливном  $p_v = p_{ат}$  трубопроводах; передаточное отношение  $k_{o.c}$  обратной связи;

координаты узловых аппроксимированных характеристик гидрокоммутатора  $t_{и}$ ,  $t_y$ ,  $x_{н}$ ,  $x_{п}$ ,  $f_{3\ max}$  (рис. 4) и шагового распределителя  $f_{in}$  и  $x_{in}$  (рис. 5), где  $i = 1, 2$ ,  $n = 1, 2, 3, 4$ ;

проводимости  $\alpha_0$  штоковой гидролинии и эквивалентных постоянных (ламинарных) дросселей  $s_1$  и  $s_2$ , отражающие утечки рабочей жидкости.

Кроме перечисленных величин нужно определить начальные (исходные) значения основных переменных и выбрать временной интервал (шаг расчета по времени). В первом приближении можно принять  $v_d(0)=0$ ;  $y_d(0)=0$  и давления в полостях найти по формулам:

$$p_1(0) = \begin{cases} p_{am} + H_{п.н} / q_d & \text{при двухполостном гидродвигателе;} \\ \sigma_d p_n + H_{п.н} / q_d & \text{при дифференциальном гидродвигателе;} \end{cases}$$

$$p_2(0) = \begin{cases} p_{ат} & \text{при двухполостном гидродвигателе;} \\ p_n & \text{при дифференциальном гидродвигателе.} \end{cases}$$

От интервала  $t=\Delta t$  зависит точность и продолжительность динамического расчета. За основу при выборе значения  $\Delta t$  принимают предполагаемое время интенсивного торможения выходного звена  $t_{гор}=(1-\tau_{рас})\cdot t_{шаг}$ , где  $\tau_{рас}$  приближенно находят по выражению (6). При торможении большинство переменных величин резко изменяются. Следовательно, нужно принять

$$\Delta t \leq 0,1(1 - \tau_{рас})t_{шаг}.$$

При отработке единичного шага переходной процесс начинают вычислять с определения времени  $t_T$  и управляющего воздействия ГК в соответствии с рис. 4:

$$t_T = t_T(0) + \Delta t; \quad (31)$$

$$x = \begin{cases} 0 & \text{при } t_T \leq t_H; \\ \frac{x_n}{t_y - t_H} (t_T - t_H) & \text{при } t_H < t_T < t_y; \\ x_H & \text{при } t_T \geq t_y; \end{cases} \quad (32)$$

$$f_3 = \begin{cases} 0 & \text{при } x \leq x_H; \\ \frac{f_{3 \max}}{(x_H - x_H)} (x - x_H) & \text{при } x_H < x < x_H; \\ f_{3 \max} & \text{при } x \geq x_H. \end{cases} \quad (33)$$

Проводимость выходного каскада гидрокоммутатора с гидролинией

$$\alpha_T = f_3 \sqrt{2/\rho}. \quad (34)$$

Воздействие обратной связи на золотник ШР и изменение эффективной площади проходного сечения распределительных окон при кусочно-линейной форме проходной характеристики (см. рис. 5) выражаются зависимостями:

$$x_3 = k_{oc} y_d; \quad (35)$$

$$f_{3i} = \begin{cases} f_{i1} & \text{при } x_3 \leq x_{i1}; \\ \frac{f_{i2} - f_{i1}}{x_{i2} - x_{i1}} (x_3 - x_{i1}) + f_{i1} & \text{при } x_{i1} < x_3 \leq x_{i2}; \\ \frac{f_{i3} - f_{i2}}{x_{i3} - x_{i2}} (x_3 - x_{i2}) + f_{i2} & \text{при } x_{i2} < x_3 \leq x_{i3}, i = 1 \text{ и } 2; \\ \frac{f_{i4} - f_{i3}}{x_{i4} - x_{i3}} (x_3 - x_{i3}) + f_{i3} & \text{при } x_{i3} < x_3 \leq x_{i4}; \\ f_{i4} & \text{при } x_3 > x_{i4}. \end{cases} \quad (36)$$

При этом проходимость  $i$ -го окна с каналами в ШР

$$\alpha_{ши} = f_{3i} \sqrt{2/\rho}; \quad i = 1, 2. \quad (37)$$

Окна и каналы ГК и ШР расположены последовательно по пути течения жидкости (см. рис. 1), поэтому результирующая проходимость  $i$ -го эквивалентного дросселя

$$\alpha_i = \alpha_T \cdot \alpha_{ши} / \sqrt{\alpha_T^2 + \alpha_{ши}^2}; \quad i = 1, 2. \quad (38)$$

При одинаковых гидролиниях и идеальном исполнении элементов ГК И ШР результирующие проводимости остальных эквивалентных дросселей будут равны:

$$\alpha_3 = \begin{cases} \alpha_2 & \text{при двухполостном гидродвигателе;} \\ \alpha_0 & \text{при дифференциальном гидродвигателе;} \end{cases} \quad (39)$$

$$\alpha_4 = \begin{cases} \alpha_1 & \text{при двухполостном гидродвигателе;} \\ 0 & \text{при дифференциальном гидродвигателе.} \end{cases} \quad (40)$$

Последующее математическое описание процессов и расчет промежуточных и конечных величин такой же, как и для следящего гидропривода с дроссельным регулированием.

Число расчетных интервалов времени зависит от величины  $\Delta t$  и полного времени отработки шага (см. рис. 2)

$$t_{\text{пол}} = t_{\text{шаг}} + t_{\text{фик}},$$

где  $t_{\text{фик}}$  - время колебаний выходного звена в зоне фиксации.

Расчетные колебания выходного звена ШГП можно считать прекратившимися при амплитуде  $\Delta u_d \leq 0,02 u_{d, \text{ шаг}}$ .

Полученные в результате динамического расчета ШГП числовые данные позволяют построить зависимости  $p_1(t_T)$ ,  $p_2(t_T)$ ,  $v_d(t_T)$ ,  $u_d(t_T)$  изменения основных переменных величин во времени в период отработки единичного шага. Эти графические зависимости дают наглядное представление о динамических свойствах проектируемого ШГП. По ним можно определить основные динамические показатели: время  $t_{\text{шаг}}$  отработки шага, перебег  $u_{\text{пер}}$  и число  $n_{\text{кол}}$  колебаний в зоне фиксации. При недостаточном быстродействии ШГП, т.е. при значении  $t_{\text{шаг}}$  превышающем заданное, необходимо увеличить удельный рабочий объем  $q_d$  гидродвигателя или перейти на более высокое номинальное давление  $p_{\text{ном}}$ . В случае чрезмерной колебательности выходного звена в зоне фиксации ( $n_{\text{кол}} > 2$ ) можно использовать следующие конструктивные меры: уменьшить внутренний объем  $V_{\text{ж}}$  жидкости за счет трубопроводов или увеличить утечки жидкости с помощью дополнительных каналов с дросселями. Эффективность перечисленных мер необходимо проверить при повторном динамическом расчете.

### 3. ДИНАМИКА ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА ПРИ ОТРАБОТКЕ СЕРИИ ШАГОВ.

Проектировочный энергетический расчет ШГП в некоторых случаях необходимо завершать анализом процесса отработки серии шагов с определенной частотой. Необходимость в этом возникает при отработке единичного шага с существенным перебегом  $\Delta u_{\max}$ . При этом в процессе непрерывной серии шагов с предельной частотой скорость ВЗ может увеличиваться, и, как следствие, возрастать перебег и колебания в зоне позиционирования.

Для упрощенного математического описания ШГП в режиме отработки серии шагов примем абстрактную структуру в виде двух основных блоков: суммирующего и исполнительного (рис. 6)

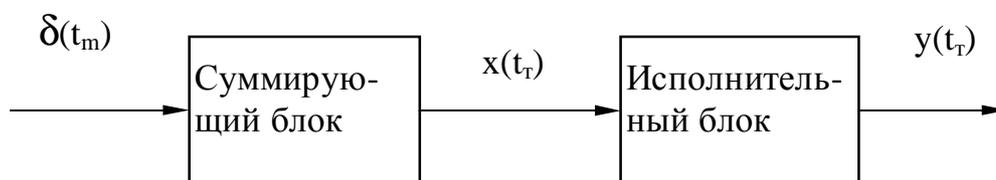


Рис. 6. Расчетная структура шагового гидропривода

Первый выполняет функцию суммирования числа  $\delta(t_m)$  входных управляющих импульсов и запоминания результата. По динамическим показателям он принят идеальным. Второй блок наделен *основными динамическими свойствами и в соответствии с ними обрабатывает релейные сигналы*  $x(t_T)$  в виде перемещения  $y(t_T)$  ВЗ с определенным быстродействием. Математическое описание импульсных управляющих сигналов удобно принять в форме единичной решетчатой  $\delta$ -функции, определенной в момент времени  $t_m$ :

$$\delta(t_m) = \begin{cases} 0 & \text{при } t_T \neq t_m ; \\ \pm 1 & \text{при } t_T = t_m , \end{cases} \quad (41)$$

где  $t_T$  - текущее время;

$m$  - номер управляющего импульса.

Совокупность единичных *двухполярных сигналов*, совпадающих с передним фронтом реальных импульсов, отражает управляющие сигналы любого типа независимо от их физической природы. Время поступления на вход ШГП серии  $n$  управляющих импульсов

$$t_n = t_{\text{имп}} (n - 1); \quad n = 1, 2, 3 \text{ и т.д.}, \quad (42)$$

где  $t_{\text{имп}}$  - период чередования импульсов.

Условие работы ШГП без сбоев  $t_{\text{имп}} \geq t_{\text{шаг}}$ .

В большинстве случаев для анализа отработки серии шагов достаточно принять  $n = 5$ .

Обозначим приращение текущего времени через

$$t = t_r - t_n.$$

Выходной сигнал суммирующего блока представляет собой сумму единичных ступенчатых функций со знаками входных сигналов:

$$x(t_r) = \sum_{m=1}^n \delta(t_m) \times 1(t) \quad \text{при } t_r \geq t_n.$$

Результирующее перемещение выходного звена ШГП после отработки без сбоев  $n$  управляющих импульсов

$$y(t_r) = y_n(t) + u_{\text{шаг}} \sum_{m=0}^{n-1} \delta(t_m) \quad \text{при } t_r \geq t_n, \quad (43)$$

где  $y_n(t)$  - приращение перемещения выходного звена в период отработки  $n$ -го шага.

Функцию  $y_n(t)$  можно получить решением дифференциальных уравнений, описывающих переходные процессы при отработке шага с учетом ненулевых начальных условий.

При этом *конечные* значения перемещенных в предыдущем шаге будут *начальными для последующего*.

Для снижения трудоемкости вычислительных операций примем упрощенное математическое описание исполнительного блока в период отработки шага. Выделим переменные, которые относятся к выходному звену. Дифференциальные уравнения запишем в форме:

$$\begin{aligned} T_2^2 \ddot{x}_n + T_1 \dot{v}_n &= u_{\text{шаг}} 1(t) - y_n; \\ \dot{x}_n &= v_n, \end{aligned} \quad (44)$$

где  $T_2^2, T_1$  - постоянные коэффициенты (постоянные времени);

$v_n$  и  $y_n$  - скорость выходного звена и приращение перемещения в  $n$ -м шаге;

$u_{\text{шаг}}$  - идеальный шаг;

$1(t)$  - единичная ступенчатая функция.

Коэффициенты уравнения (44) нужно подобрать так, чтобы переходная функция  $y_n(t)$  была близка по основным динамическим показателям к переходному процессу, рассчитанному по нелинейной математической модели.

Аналитическое решение системы уравнений (44) при ненулевых начальных условиях удобно выполнить методами операционного исчисления. После преобразования по Лапласу исходных уравнений получим систему изображающих уравнений.

$$\left. \begin{aligned} (T_2^2 S + T_1) v_n(S) + y_n(S) &= (y_{\text{шаг}}/S) + T_2^2 v_n(0); \\ -v_n(S) + S y_n(S) &= y_n(0) \end{aligned} \right\},$$

где  $v_n(0)$  и  $y_n(0)$  - начальная скорость и приращение перемещения выходного звена при отработке  $n$ -го шага.

Алгебраическое решение этой системы уравнений относительно величин  $v_n(S)$  и  $y_n(S)$  и введение стандартных обозначений коэффициентов дает *искомые выражения изображений скорости и перемещения выходного звена.*

Затем, чтобы определить оригиналы искомых функций, выполняется обратное преобразование по Лапласу с использованием общей теоремы разложения и теоремы вычетов Коши.

Далее путем подстановки корней характеристического уравнения ( $r_{1,2} = \gamma \pm j\omega_c$ ), применения формулы Эйлера, приведения комплексных величин, а также алгебраических преобразований находятся конечные аналитические выражения скорости и приращения перемещения выходного звена при отработке  $n$ -го шага:

$$v_n(t) = e^{-\gamma t} (C_{11} \cos \omega_c t + C_{12} \sin \omega_c t); \quad (45)$$

$$y_n(t) = C_{20} - e^{-\gamma t} (C_{21} \cos \omega_c t + C_{22} \sin \omega_c t). \quad (46)$$

Конечные коэффициенты:

$$C_{11} = v_n(0);$$

$$C_{12} = (\omega_0^2 C_{21} - \gamma v_n(0)) / \omega_c;$$

$$C_{20} = y_{\text{шаг}};$$

$$C_{21} = y_{\text{шаг}} - y_n(0);$$

$$C_{22} = (\gamma C_{21} - v_n(0)) / \omega_c$$

Содержащиеся в уравнениях (45) и (46) параметры  $\omega_c$  (частоты собственных колебаний) и  $\gamma$  (логарифмический коэффициент затухания колебаний) необходимо определить из условия совпадения основных показателей переходных функций, вычисленных по линейной и нелинейной математическим

моделям. Для этого используют графическую зависимость шагового перемещения гидродвигателя (ГД), полученную расчетным путем.

Рассчитанную при нулевых начальных условиях переходную функцию перемещения гидродвигателя приводят к выходному звену гидропривода.

$$y(t) = K_{с.п} u_d(t),$$

где  $K_{с.п}$  - передаточный коэффициент силовой механической передачи.

Примерная зависимость отработки шага при нулевых начальных условиях  $y(t)$ , полученная расчетом по нелинейной математической модели, показана на рис. 7. С аналогичной зависимости снимают основные показатели переходной функции: время  $t_{шаг}$  отработки шага при шаге  $y_{шаг}$  и максимальной передаче  $\Delta y_{max}$ .

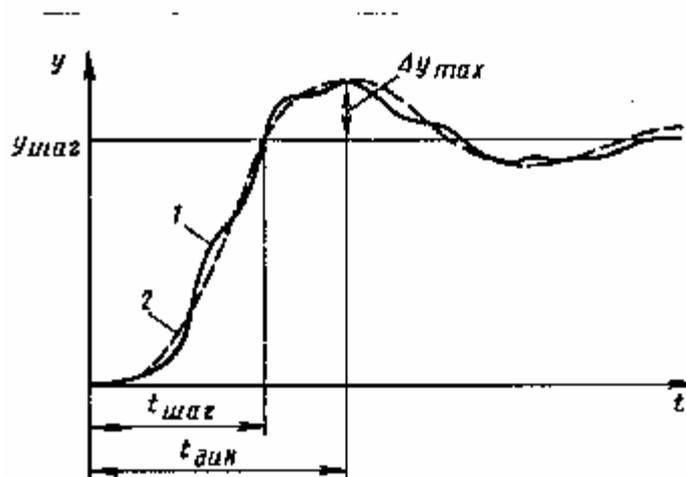


Рис. 7. Примерные графики шагового перемещения гидропривода, рассчитанные по нелинейной (1) и упрощенной (2) математической модели

Упрощенные уравнения ШГП (45) и (46) позволяют при нулевых начальных условиях найти аналитические связи между параметрами  $\omega_c$  и  $\gamma$  и основными показателями  $y_{шаг}$ ,  $t_{шаг}$  и  $\Delta y_{max}$ . При  $v_n(0)=0$  и  $y_n(0)=0$

$$v_n(t) = y_{шаг} \frac{\omega_0^2}{\omega_c} e^{-\gamma t} \sin \omega_c t;$$

$$y_n(t) = y_{\text{шаг}} - y_{\text{шаг}} e^{-\gamma t} \left( \cos \omega_c t + \frac{\gamma}{\omega_c} \sin \omega_c t \right). \quad (47)$$

Зависимость переходной функции, соответствующая второму уравнению (47), показана на рис. 7 штриховой линией. Максимальный динамический перебег

$$\Delta y_{\text{max}} = y_n(t_{\text{дин}}) - y_{\text{шаг}}, \quad (48)$$

где  $t_{\text{дин}}$  - момент времени динамического процесса, когда скорость становится равной нулю.

Отработка шага соответствует  $t = t_{\text{шаг}}$ . Подставив  $v_n(t_{\text{дин}}) = 0$  и  $y_n(t_{\text{шаг}}) = y_{\text{шаг}}$  в уравнения (47), получим

$$\begin{aligned} \sin \omega_c t_{\text{дин}} &= 0; \\ \cos \omega_c t_{\text{шаг}} + \frac{\gamma}{\omega_c} \sin \omega_c t_{\text{шаг}} &= 0. \end{aligned}$$

Определим из первой зависимости  $t_{\text{дин}} = \pi / \omega_c$  и подставим его в уравнения (47) и (48). Тогда получим

$$\begin{aligned} \Delta y_{\text{max}} &= y_{\text{шаг}} e^{-\pi \gamma / \omega_c}; \\ t_{\text{д}} \omega_c t_{\text{шаг}} &= -\omega_c / \gamma. \end{aligned}$$

Вводя промежуточную величину  $\varepsilon_{\omega} = \omega_c / \gamma$ , значения  $\omega_c$  и  $\gamma$  находят в такой последовательности:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\omega} &= \pi / (\ln (y_{\text{шаг}} / y_{\text{max}})); \\ \omega_c &= (\pi - \arctg \varepsilon_{\omega}) / t_{\text{шаг}}; \\ \gamma &= \omega_c / \varepsilon_{\omega}; \\ \omega_0^2 &= \omega_c^2 + \gamma^2, \end{aligned} \quad (49)$$

где  $\omega_0$  - сопряженная частота колебаний:

$$\omega_0 = 1 / T_2.$$

В соответствии с принципом действия ШГП при отработке серии шагов начальные значения скорости и положения выходного звена в каждом  $n$ -м шаге равны конечным значениям этих величин в предыдущем шаге:

$$\begin{aligned} v_n(0) &= v_{n-1}(t_{\text{имп}}); \\ y_n(0) &= y_{n-1}(t_{\text{имп}}) - y_{\text{шаг}}. \end{aligned} \quad (50)$$

При обработке первого шага можно принять

$$v_1(0) = 0 \text{ и } y_1(0) = 0.$$

Скорость  $v_{n-1}(t_{\text{имп}})$  и положение  $y_{n-1}(t_{\text{имп}})$  выходного звена в конце предыдущего шага вычисляют по уравнениям (45) и (46) при  $t = t_{\text{имп}}$ .

Максимальный динамический перебег выходного звена после обработки серии  $n$  управляющих импульсов определяют по формулам (45) при  $v_n(t_{\text{дин}})=0$ , (46) при  $t = t_{\text{дин}}$  и (48). Конечные формулы имеют вид

$$\left. \begin{aligned} t_{\text{дин}} &= (\pi - \arctg(C_{11}/C_{12}))/\omega_c; \\ \Delta y_{\text{max}} &= e^{-\gamma t_{\text{дин}}} (-C_{21} \cos \omega_c t_{\text{дин}} - C_{22} \sin \omega_c t_{\text{дин}}). \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Полное перемещение выходного звена  $y(t_T)$  в конце обработки ШГП серии шагов можно получить расчетом по уравнениям (46) и (43). При этом внутришаговое и текущее время

$$\begin{aligned} t &= m \Delta t, & m &= 0, 1, 2 \text{ и т.д. - номер управляющего импульса.} \\ t_T &= t_n + t, & \text{где } \Delta t &\leq 0,1 t_{\text{шаг}}. \end{aligned} \quad (52)$$

*Методика анализа многошагового движения выходного звена ШГП содержит следующие этапы:*

- подготовку исходных данных, определение параметров  $\omega_c$ ,  $\gamma$  упрощенной математической модели, выбор периода чередования  $t_{\text{имп}}$  и числа  $n$  управляющих импульсов;
- последовательное вычисление начальных значений скорости  $v_n(0)$  и положения  $y_n(0)$  выходного звена в каждом обрабатываемом шаге;
- определение максимального перебега  $\Delta y_{\text{max}}$  выходного звена после отдельных шагов и серии управляющих импульсов;
- расчет при необходимости перемещения  $y(t_T)$  выходного звена в конце обработки серии управляющих импульсов и в зоне позиционирования.

### **Пример 2**

Динамический расчет ШГП (см. рис. 1, б) с гидравлической редукией шага по линейной математической модели показал при шаге  $y_{\text{шаг}} = 3$  мм время обработки  $t_{\text{шаг}} = 0,03$  с и максимальный перебег  $\Delta y_{\text{max}} = 0,6$  мм.

Определить приближенным методом максимальный перебег выходного звена при отработке серии  $n=5$  управляющих импульсов с интервалом  $t_{\text{имп}}=0,03$  с ( $t = t_{\text{имп}}$ ).

### **Решение**

По формуле (49) вычисляем параметры упрощенной математической модели:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\omega} &= \pi / (\ln (3/0,6)) = 1,952; \\ \omega_c &= (\pi - \operatorname{arctg} 1,952) / 0,03 = 68,141 \text{ 1/с}; \\ \gamma &= 68,141 / 1,952 = 34,908 \text{ 1/с}; \\ \omega_0^2 &= 68,141^2 + 34,908^2 = 5861,792 \text{ 1/с}^2.\end{aligned}$$

Вычисляем конечные коэффициенты (см. формулы (45) и (46)) путем подстановки известных и полученных величин в выражения конечных коэффициентов:

$$\begin{aligned}C_{11} &= v_n(0) \text{ мм/с}; \\ C_{12} &= (5861,792 C_{21} - 34,908 v_n(0)) / 68,141 \text{ мм/с}; \\ C_{20} &= 3 \text{ мм}; \\ C_{21} &= 3 - y_n(0) \text{ мм}; \\ C_{22} &= (34,908 C_{21} - v_n(0)) / 68,141 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Вычисляем функции, входящие в уравнения (45) и (46):

$$\begin{aligned}e^{-34,908 \cdot 0,03} &= 0,3509; \\ \cos 68,141 \cdot 0,03 &= -0,4559; \\ \sin 68,141 \cdot 0,03 &= 0,89.\end{aligned}$$

Подставляем полученные числа в уравнения (45) и (46) для расчета конечных значений скорости и положения выходного звена после отработки шагов:

$$\begin{aligned}v_n(t_{\text{имп}}) &= 0,3509 (-0,4559 C_{11} + 0,89 C_{12}) \text{ мм/с}; \\ y_n(t_{\text{имп}}) &= 3 - 0,3509 (-0,4559 C_{21} + 0,89 C_{22}) \text{ мм}.\end{aligned}$$

Пользуясь полученными зависимостями, последовательно вычисляем конечные значения  $v_n$  и  $y_n$  предыдущих шагов и приравниваем их начальным значениям этих величин для последующих шагов по формуле (50). Завершаем

расчет определением максимальных перебегов выходного звена  $\Delta y_{\max}$  по формуле (51):

$$t_n = t_{\text{ИМП}} (n - 1), \text{ с};$$

$n = 1$	$t_n = t_{\text{ИМП}} (1 - 1) = 0;$
$n = 2$	$t_n = t_{\text{ИМП}} (2 - 1) = 0,03 \text{ с.}$
$n = 3$	$t_n = t_{\text{ИМП}} (3 - 1) = 0,03 \cdot 2 = 0,06 \text{ с.}$
$n = 4$	$t_n = t_{\text{ИМП}} (4 - 1) = 0,03 \cdot 3 = 0,09 \text{ с.}$
$n = 5$	$t_n = t_{\text{ИМП}} (5 - 1) = 0,03 \cdot 4 = 0,12 \text{ с.}$

При  $n = 1$  (отработка первого шага) принимаем:  $v_1(0)=0$  и  $y_n(0)=0$ .  
Тогда

$$C_{11}=0;$$

$$C_{21}=y_{\text{шаг}} - 0 = 3 \text{ мм};$$

$$C_{20}=3 \text{ мм};$$

$$C_{12} = (5861,792 \cdot C_{21} - 34,908 v_n(0)) / 68,141 =$$

$$= (5861,792 \cdot 3 - 34,908 \cdot 0) / 68,141 \approx$$

$$258,1;$$

$$C_{22} = (34,908 \cdot 3 - 0) / 68,141 \approx 1,537;$$

$$v_1(t_{\text{ИМП}}) = 0,3509 (-0,4559 \cdot C_{11} + 0,89 C_{12}) =$$

$$= 0,3509 (-0,4559 \cdot 0 + 0,89 \cdot 258,1) = 80,6 \text{ мм/с};$$

$$y_1(t_{\text{ИМП}}) = 3 - 0,3509 (-0,4559 \cdot C_{21} + 0,89 C_{22}) =$$

$$= 3 - 0,3509 (-0,4559 \cdot 3 + 0,89 \cdot 1,537) = (3 - 0) = 3 \text{ мм.}$$

При  $n=2$  принимаем:

$$v_2(0) = v_{2-1}(t_{\text{ИМП}}) = v_1(t_{\text{ИМП}}) = 80,6 \text{ мм/с};$$

$$y_2(0) = y_{2-1}(t_{\text{ИМП}}) - y_{\text{шаг}} = 3 - 3 = 0;$$

$$C_{11} = 80,6 \text{ мм/с};$$

$$C_{21} = y_{\text{шаг}} - y_2(0) = 3 \text{ мм};$$

$$C_{20} = 3 \text{ мм};$$

$$C_{12} = (5861,792 \cdot 3 - 34,908 \cdot 80,6) / 68,141 = 216,78 \approx 216,8 \text{ мм/с};$$

$$C_{22} = (34,908 \cdot C_{21} - v_2(0)) / 68,141 =$$

$$= (34,908 \cdot 3 - 80,6) / 68,141 = 24,124 / 68,141 = 0,354 \text{ мм};$$

$$v_2(t_{\text{ИМП}}) = 0,3509 (-0,4559 \cdot 80,6 + 0,89 \cdot 216,8) = 54,813 \text{ мм/с} \approx 54,8 \text{ мм/с};$$

$$y_2(t_{\text{ИМП}}) = 3 - 0,3509 (-0,4559 \cdot 3 + 0,89 \cdot 0,354) = 3 - 0,3509 (-1,05264) = 3,369 \text{ мм.}$$

При  $n=3$  принимаем:

$$v_3(0) = v_{3-1}(t_{\text{ИМП}}) = v_2(t_{\text{ИМП}}) = 54,8 \text{ мм/с};$$

$$\begin{aligned}
y_3(0) &= y_{3-1}(t_{\text{имп}}) - y_{\text{шаг}} = y_2(t_{\text{имп}}) - y_{\text{шаг}} = 3,369 - 3 = 0,369 \text{ мм}; \\
C_{11} &= v_3(0) = 54,8 \text{ мм/с}; \\
C_{21} &= y_{\text{шаг}} - y_3(0) = 3 - 0,369 = 2,631 \text{ мм}; \\
C_{20} &= 3 \text{ мм}; \\
C_{12} &= (5861,792 \cdot 2,631 - 34,908 \cdot 54,8) / 68,141 = \\
&= 13509,417 / 68,141 = 198,257 \approx 198,3 \text{ мм/с}; \\
C_{22} &= (34,908 \cdot C_{21} - v_3(0)) / 68,141 = (34,908 \cdot 2,631 - 54,8) / 68,141 = 0,544 \text{ мм}; \\
v_3(t_{\text{имп}}) &= 0,3509 (-0,4559 \cdot 54,8 + 0,89 \cdot 198,3) = 53,16 \text{ мм/с}; \\
y_3(t_{\text{имп}}) &= 3 - 0,3509 (-0,4559 \cdot 2,631 + 0,89 \cdot 0,544) = \\
&= 3 - 0,3509 (-0,7153129) = 3,251 \text{ мм}.
\end{aligned}$$

При  $n=4$  принимаем:

$$\begin{aligned}
v_4(0) &= v_3(t_{\text{имп}}) = 53,16 \text{ мм/с}; \\
y_4(0) &= y_3(t_{\text{имп}}) - y_{\text{шаг}} = 3,251 - 3 = 0,251 \text{ мм} \\
&\text{и т.д.}
\end{aligned}$$

Результаты расчета  $t_n$ ,  $v_n(0)$ ,  $y_n(0)$ ,  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{20}$ ,  $C_{21}$ ,  $C_{22}$  сведены в табл.

2.

Подсчитываем  $\Delta y_{\text{max}}$  по формуле (51).

При  $n=1$

$$\begin{aligned}
t_{\text{дин}} &= (\pi - \arctg(0 / 258,1)) / 68,141 = 0,0461 \text{ с}; \\
\Delta y_{\text{max}} &= e^{-34,908 \cdot 0,0461} (-3 \cos 68,141 \cdot 0,0461 - \\
&\quad - 1,537 \cdot \sin 68,141 \cdot 0,0461) = 0,6 \text{ мм}.
\end{aligned}$$

При  $n=2$

$$\begin{aligned}
t_{\text{дин}} &= (\pi - \arctg(80,6 / 216,8)) / 68,141 = (\pi - 0,3559) / 68,141 = 0,0409 \text{ с}; \\
\Delta y_{\text{max}} &= e^{-34,908 \cdot 0,0409} (-3 \cos 68,141 \cdot 0,0409 - \\
&\quad - 0,354 \cdot \sin 68,141 \cdot 0,0409) = 0,645
\end{aligned}$$

мм

и т.д.

Остальные результаты расчета  $y_{\text{max}}$  сводятся также в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	n				
	1	2	3	4	5
$t_n, c$	0	0,03	0,06	0,09	0,12
$v_n(0), мм/с$	0	80,6	54,8	53,16	56,83
$y_n(0), мм$	0	0	0,369	0,251	0,244
$C_{11}, мм/с$	0	80,6	54,8	53,16	56,83
$C_{12}, мм/с$	258,1	216,8	198,3	209,2	208,0
$C_{20}, мм$	3	3	3	3	3
$C_{21}, мм$	3	3	2,631	2,749	2,756
$C_{22}, мм$	1,537	0,354	0,544	0,628	0,578
$\Delta y_{max}, мм$	0,6	0,645	0,549	0,57	0,575

Находим полное перемещение выходного звена  $y(t_T)$  по формулам (43) и (46):

$$t = m \Delta t; \quad \Delta t = 0,1 t_{шаг} = 0,003 c;$$

$$t = 4 \cdot 0,003 = 0,012 c;$$

$$t_T = t_n + t = 0,12 + 0,012 = 0,132 c;$$

$$y_5(t) = 3 - 0,3509 (- 0,4559 \cdot 2,756 + 0,89 \cdot 0,578) = 3,26 мм;$$

$$y(t) = y_5(t) + y_{шаг} \sum_{m=0}^{5-1} \delta(t_m) = 3,26 + 3 \cdot 4 = 3,26 + 12 = 15,26 мм.$$

В результате анализа отработки ШГП серии шагов с предельным периодом чередования управляющих импульсов ( $t_{имп} = t_{шаг}$ ) определили допустимые значения перебега выходного звена.

Если в результате расчета движения ШГП при отработке серии шагов получают чрезмерные значения перебега выходного звена, параметры гидродвигателя и шагового распределителя *необходимо корректировать*.

#### 4. УЧЕТ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДЛИННЫХ ГИДРОЛИНИЯХ ПРИ ОЦЕНКЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ

При проектировании дискретных гидроприводов часто возникает необходимость в оценке быстродействия его элементарных участков. Схема типового элементарного участка показана на рис. 8.

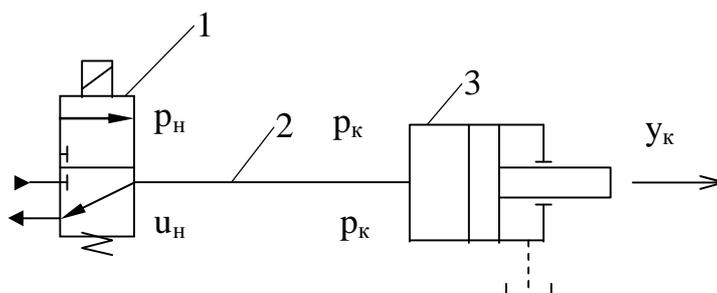


Рис. 8. Схема элементарного участка гидропривода дискретного действия

Гидрораспределитель 1 осуществляет релейное соединение гидролинии 2 с напорной или сливной гидролинией насосной установки. Гидродвигатель может быть силовым или вспомогательным (серводвигателем). Выходное звено гидродвигателя 3 перемещается от одного упора до другого и воздействует на рабочий или управляющий орган гидрофицированной машины.

Рассмотрим случай, когда количество жидкости в гидролинии *больше*, чем в камере ГД, и кинетическая энергия жидкости в трубопроводе *превышает* кинетическую энергию выходного звена с исполнительным механизмом во время движения. При этом для достоверной оценки быстродействия элементарного участка гидропривода необходимо учитывать распределенность параметров гидролинии, т.е. массы и упругости жидкости.

Для математического описания переходных процессов в однородном трубопроводе с распределительными параметрами чаще всего применяют упрощенные уравнения, относящиеся к классу гиперболических систем квазилинейных дифференциальных уравнений в частных производных.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(l, t)}{\partial l} + \frac{1}{E} \frac{\partial p(l, t)}{\partial t} &= 0; \\ \frac{\partial p(l, t)}{\partial l} + \rho \frac{\partial u(l, t)}{\partial t} + \zeta u(l, t) &= 0, \end{aligned} \quad (53)$$

где  $u(l, t)$  и  $p(l, t)$  - средние по сечению потока скорость и давление жидкости;

$l$  - координата вдоль оси трубопровода;  
 $t$  - текущее время;  
 $E$  - приведенный модуль упругости жидкости и стенок трубопровода;  
 $\rho$  - плотность жидкости;  
 $\zeta$  - коэффициент гидравлических потерь давления, отнесенных к единице длины трубопровода.

В уравнениях (53) использована распространенная гипотеза квазистационарных коэффициентов гидравлических потерь давления.

Расчетные зависимости для определения величины  $\zeta$  имеют вид

$$\begin{aligned}
 R_e &= d_T u / \nu; \\
 \lambda &= \begin{cases} C_{\lambda} / Re & \text{при } Re < 2300; \\ 0,3164 / Re^{0,25} & \text{при } Re \geq 2300; \end{cases} \\
 \zeta &= \rho \lambda u / (2 d_T), \quad (54)
 \end{aligned}$$

где  $d_T$  - внутренний диаметр трубопровода;  
 $\nu$  - кинетическая вязкость жидкости;  
 $C_{\lambda}=64...75$  - постоянная величина.

В соответствии с принятыми допущениями при ламинарном режиме течения жидкости постоянное значение коэффициента гидравлических потерь давления определяется

$$\zeta = \rho C_{\lambda} \nu / (2 d_T^2) . \quad (55)$$

Для аналитического решения исходных дифференциальных уравнений в частных производных целесообразно использовать метод характеристик. При этом получим уравнения *характеристических линий* и дифференциальные соотношения в виде

$$\begin{aligned}
 d l &= \pm u_0 dt; \\
 \pm \frac{1}{u_0} du(l, t) + \frac{1}{E} dp(l, t) + \frac{\zeta}{E} u(l, t) dl &= 0,
 \end{aligned}$$

где  $u_0 = \sqrt{E/\rho}$  - скорость распространения возмущения (звука) в трубопроводе с жидкостью.

После совместного решения этих уравнений и подстановки  $E/u_0 = \rho u_0$  имеем

$$\begin{aligned} \rho u_0 du(l, t) + dp(l, t) + \zeta u_0 u(l, t) dt &= 0; \\ \rho u_0 du(l, t) - dp(l, t) + \zeta u_0 u(l, t) dt &= 0. \end{aligned} \quad (56)$$

При  $u_0 = \text{const}$  характеристические линии представляют собой прямые, они наглядно показывают движение прямых и обратных волн возмущения в трубопроводе с жидкостью длиной  $L$  (рис. 9).

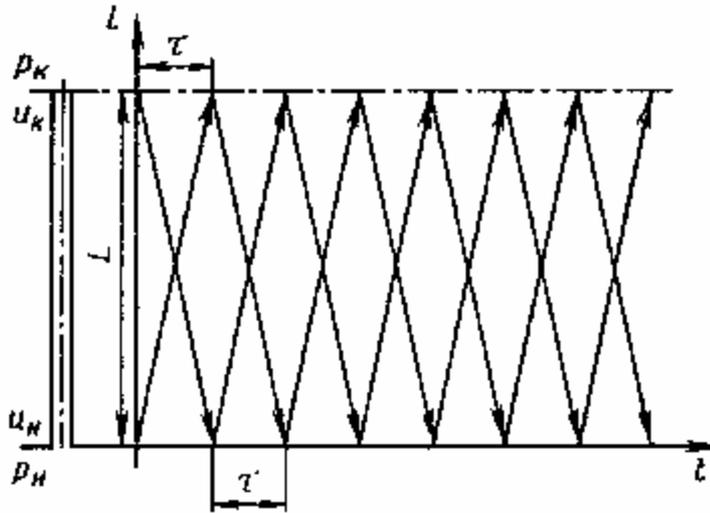


Рис. 9. Семейство характеристических линий в математической модели однородного трубопровода

Время распространения возмущения от начала к концу трубопровода или наоборот при этом равно

$$\tau = L / u_0.$$

Дифференциальные уравнения (56) справедливы для своих характеристических линий. Переменные величины  $l$  и  $t$  связаны между собой. На отдельной характеристической линии в пределах  $0 < l < L$  скорость движения рабочей среды сразу за фронтом движения волны при ступенчатом изменении давления на входе можно приближенно принять неизменной:  $u(l, t) = \text{const}$ . При подходе волны к конечной точке характеристической линии скорость среды в соответствии с принятыми допущениями изменяется ступенчато. Учитывая изложенное и принимая величины  $\rho$ ,  $u_0$  и  $\zeta$  постоянными в пределах отдельной характеристической линии, выполним интегрирование уравнений (56).

В результате интегрирования уравнений (56) получим алгебраические уравнения связи между скоростью и давлением жидкости в начальном и конечном сечениях в дискретные моменты времени:

$$\left. \begin{aligned} \rho u_0 u_k(\tau) + p_k(\tau) &= (\rho u_0 - \zeta L) u_n(0) + p_n(0); \\ \rho u_0 u_n(\tau) - p_n(\tau) &= (\rho u_0 - \zeta L) u_k(0) - p_k \end{aligned} \right\}, \quad (57)$$

где "н" и "к" - индексы, обозначающие начальное и конечное сечения трубопровода;

( $\tau$ ) и (0) - конечный и начальный моменты каждого интервала времени движения фронта возмущения в трубопроводе с жидкостью.

Уравнения (57) позволяют с учетом краевых условий (граничных условий) последовательно вычислять скорость и давление жидкости в начальном и конечном сечениях трубопровода в момент времени  $t_n = n\tau$ , где  $n=1, 2, 3$  и т.д.

Таков итог применения метода характеристик для решения исходных дифференциальных уравнений в частных производных.

*Граничными условиями* для однородного трубопровода в рассматриваемом участке гидропривода (см. рис. 8) служат уравнения, описывающие входное воздействие на рабочую среду посредством гидрораспределителя 1 и переходной процесс в гидродвигателе 3. Для совместного аналитического решения граничных дифференциальных уравнений и уравнений (57) удобно использовать преобразование по Лапласу при ненулевых начальных условиях. *Выполнив прямое и обратное преобразование по Лапласу, получим конечные формулы для расчета переходного процесса в элементарном участке гидропривода в дискретные моменты времени  $t_n$ .* Результаты такого расчета позволяют достоверно оценить быстродействие элементарного участка гидропривода.

Рассмотрим вывод конечных расчетных формул при следующих граничных условиях

$$\left. \begin{aligned} p_n &= \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ p_0 & \text{при } t \geq 0; \end{cases} \\ m_k v_k + K_T v_k &= F_k p_k; \\ v_k &= (F_T / F_k) u_k \end{aligned} \right\}, \quad (58)$$

где  $p_0$  - давление в напорной гидролинии;

$m_k$  - масса выходного звена и перемещаемого механизма;

$v_k$  - скорость перемещений выходного звена;

$K_T$  - приведенный коэффициент вязкого трения;

$F_k$  - эффективная площадь рабочей камеры гидродвигателя;

$F_T$  - площадь проходного сечения однородного трубопровода.  
 Преобразуем систему уравнений (58).

$$u_k = (F_T/F_H)u_k.$$

Тогда

$$m_k(F_T/F_K)u_k + K_T(F_T/F_K)u_k = F_K p_k.$$

Приведем полученное уравнение к стандартному виду. Получим

$$\frac{m_k}{K_T}u_k + u_k = \frac{F_K^2}{F_T K_T} p_k.$$

Следовательно, граничные условия будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} p_H &= \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ p_0 & \text{при } t \geq 0; \end{cases} \\ \frac{m_k}{K_T}u_k + u_k &= F_K^2/(F_T K_T) \times p_k. \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Преобразуем выражения (57) и (59) к Лапласу при ненулевых начальных условиях и введем дополнительные обозначения

$$\begin{aligned} K_0 &= \rho u_0; & K_1 &= \rho u_0 - \zeta L; \\ T_K &= m_k/K_T; & K_K &= F_K^2/(F_T K_T). \end{aligned} \quad (60)$$

Получим алгебраическую систему уравнений:

$$\begin{aligned} K_0 u_k(S) + p_k(S) &= (K_1 u_H(0) + p_H(0))/S; \\ K_0 u_H(S) + p_H(S) &= (K_1 u_k(0) - p_k(0))/S; \\ p_H(S) &= p_0/S; \\ (T_K S + 1)u_k(S) &= K_K p_k(S) + T_K u_k(0). \end{aligned}$$

Решив совместно эту систему уравнений относительно изображений переменных величин и получив обратное преобразование по Лапласу (используя теорему о вычетах и общую теорему разложения), при  $t=\tau$  получим

$$u_H(\tau) = (p_0 + K_1 u_K(0) - p_K(0)) / K_0 ;$$

$$u_K(\tau) = \frac{b_{10}}{a_0} - \left( \frac{b_{10}}{a_0} - \frac{b_{11}}{a_1} \right) e^{-\frac{a_0}{a_1} \tau} ;$$

$$p_K(\tau) = \frac{b_{20}}{a_0} - \left( \frac{b_{20}}{a_0} - \frac{b_{21}}{a_1} \right) e^{-\frac{a_0}{a_1} \tau} ,$$

где

$$b_{11} = T_K u_K(0) ; \quad b_{10} = K_K (p_0 + K_1 u_H(0)) ;$$

$$b_{21} = T_K (p_0 + K_1 u_H(0) - u_K(0) K_0) ;$$

$$b_{20} = p_0 + K_1 u_H(0) ; \quad a_1 = T_K ; \quad a_0 = 1 + K_K K_0 .$$

Экспоненциальную функцию целесообразно вычислить в последовательности

$$a_0 = 1 + K_K K_0 ;$$

$$\varepsilon = a_0 \tau / T_K ;$$

$$h_\varepsilon = e^{-\varepsilon} . \tag{61}$$

Чтобы определить перемещение  $y_K$  выходного звена, выполним приближенное интегрирование уравнения

$$\frac{dy_K}{dt} = \frac{F_T}{F_K} u_K$$

в пределах  $0 \leq t \leq \tau$  методом трапеций:

$$y_K(\tau) = y_K(0) + \frac{F_T}{F_K} \frac{u_K(0) + u_K(\tau)}{2} \tau .$$

Приведем полученные конечные уравнения к форме, удобной для последовательного вычисления искомых переменных величин на границах каждого интервала времени  $0 \leq t \leq \tau$ :

$$u_H(\tau) = C_{10} + C_{12} u_K(0) + C_{13} p_K(0) ;$$

$$u_K(\tau) = C_{20} + C_{21} u_H(0) + C_{22} u_K(0) ;$$

$$\begin{aligned} p_k(\tau) &= C_{30} + C_{31}u_H(0) + C_{32}u_k(0); \\ y_k(\tau) &= y_k(0) + C_{42}u_k(0) + C_{42}u_k(\tau), \end{aligned} \quad (62)$$

где

$$\begin{aligned} C_{10} &= p_0/K_0; \quad C_{12} = K_1/K_0; \\ C_{13} &= -1/K_0; \quad C_{20} = (K_k p_0/a_0)(1-h_9); \\ C_{21} &= (K_k K_1/a_0)(1-h_9); \quad C_{22} = h_9; \\ C_{30} &= (p_0/a_0)(1 + K_k K_0 h_9); \\ C_{31} &= (K_1/a_0)(1 + K_k K_0 h_9); \quad C_{32} = -K_0 h_9; \\ C_{42} &= (F_T/F_k)(\tau/2). \end{aligned} \quad (63)$$

Величины  $u_H$ ,  $u_k$ ,  $p_k$  и  $y_k$  необходимо *рассчитывать последовательно в дискретные моменты времени*  $t_n = n\tau$ ; где  $n = 1, 2, 3$  и т.д.

*В качестве начальных значений переменных* в каждом последующем временном интервале  $u_H(0)$ ,  $u_k(0)$ ,  $p_k(0)$  и  $y_k(0)$  *следует принимать конечные значения этих переменных в предыдущем временном интервале*  $u_H(\tau)$ ,  $u_k(\tau)$ ,  $p_k(\tau)$  и  $y_k(\tau)$ .

Переменные величины рассчитывают, пока перемещение выходного звена гидродвигателя не достигнет  $y_{k \max}$ . Выходное звено может оказаться в конечном положении внутри последнего временного интервала

$$(n_{\max}-1)\tau < t_n < n_{\max}\tau,$$

где  $t_n$  - полное время перемещения выходного звена;

$n_{\max}$  - максимальный номер расчетной точки.

В этом случае значение  $t_n$  уточняют по зависимостям:

$$\begin{aligned} C_{52} &= 2F_k/F_T; \\ \Delta t &= C_{52} \frac{y_{k \max} - y_k(0)}{u_k(0) + u_k(\tau)}; \\ t_n &= (n_{\max} - 1)\tau + \Delta t. \end{aligned} \quad (64)$$

Значение полного времени  $t_n$  перемещения выходного звена, найденное описанным способом, характеризует быстродействие анализируемого участка гидропривода.

### Пример 3

Определить полное время перемещения выходного звена управляющего серводвигателя с подводной гидролинией (см. рис. 8) при ступенчатом изменении давления на входе и следующих исходных данных:

$p_0=2,5$  МПа;  $L=1$  м;  $d_T=6$  мм;  $\rho=890$  кг/м<sup>3</sup>;  $E=1500$  МПа;  $\nu=30 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;  $d_K=12$  мм;  $u_{K \max}=20$  мм;  $m_K=0,2$  кг;  $K_T=50$  Н·с/м.

### Решение

По формулам (60), (61), (63) и другим известным зависимостям вычисляем промежуточные и конечные постоянные величины:

$$u_0 = \sqrt{1500 \cdot 10^6 / 890} = 1298 \text{ м/с};$$

$$\tau = L/u_0 = 1/1298 = 0,7704 \cdot 10^{-3} \text{ с};$$

$$F_T = \pi d_T^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,006^2 / 4 = 28,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$F_K = \pi d_K^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,012^2 / 4 = 113 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$K_0 = 890 \cdot 1298 = 1,1552 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с};$$

$$T_K = 0,2/50 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ с};$$

$$K_K = 113^2 \cdot 10^{-12} / (50 \cdot 28,26 \cdot 10^{-6}) = 9,0368 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с/кг};$$

$$a_0 = 1 + 9,0368 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1552 \cdot 10^6 = 1 + 10,439 = 11,439;$$

$$\varepsilon = 11,439 \cdot 0,7704 \cdot 10^{-3} / (4 \cdot 10^{-3}) = 2,2032;$$

$$h_3 = e^{-2,2032} = 0,11045;$$

$$C_{10} = 2,5 \cdot 10^6 / (1,1552 \cdot 10^6) = 2,164 \text{ м/с};$$

$$C_{13} = 1 / (1,1552 \cdot 10^6) = -0,8656 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{с/кг};$$

$$C_{20} = (9,0368 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5 \cdot 10^6 / 11,439) (1 - 0,11045) = 1,757 \text{ мм}$$

$$C_{22} = h_3 = 0,11045;$$

$$C_{30} = (2,5 \cdot 10^6 / 11,439) (1 + 9,0368 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1552 \cdot 10^6 \cdot 0,11045) = \\ = 0,4705 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$C_{32} = -1,1552 \cdot 10^6 \cdot 0,11045 = -0,1276 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с/м};$$

$$C_{42} = (28,26 \cdot 10^{-6} / 113 \cdot 10^{-6}) (0,7704 \cdot 10^{-3} / 2) = 0,09633 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Определяем постоянные составные части в уравнениях (54) и (63)

$$\begin{aligned}
d_T/v &= 6 \cdot 10^{-3} / (30 \cdot 10^{-6}) = 200 \text{ с/м}; \\
\rho/2d_T &= 890 / (2 \cdot 6 \cdot 10^{-3}) = 74,167 \cdot 10^3 = 0,074167 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^4; \\
(K_K/a_0)(1-h_0) &= (9,0368 \cdot 10^{-6} / 11,439) \cdot (1 - 0,11045) = \\
&= 0,70027 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2\text{с/кг}; \\
(1+K_K K_0 h_0)/a_0 &= (1 + 9,0368 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1552 \cdot 10^6 \cdot 0,11045) / 11,439 = \\
&= 0,1882.
\end{aligned}$$

Записываем промежуточные расчетные зависимости (54), (60), (63) и конечные уравнения (62) с конечными числовыми коэффициентами.

$$\begin{aligned}
Re &= 200u_n(0); \\
\lambda &= \begin{cases} 75/Re & \text{при } Re < 2300; \\ 0,3164/Re^{0,25} & \text{при } Re \geq 2300; \end{cases} \\
\zeta &= 0,074167 \cdot 10^6 \lambda u_n(0), \text{ Па} \cdot \text{с/м}^2; \\
K_1 &= 1,1552 \cdot 10^6 - 1 \zeta, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}; \\
C_{12} &= K_1 / (1,1552 \cdot 10^6); \\
C_{21} &= 0,7027 \cdot 10^{-6} K_1; \\
C_{31} &= 0,1882 K_1, \text{ Па} \cdot \text{с/м}; \\
u_n(\tau) &= 2,164 + C_{12} u_k(0) - 0,8656 \cdot 10^{-6} p_k(0), \text{ м/с}; \\
u_k(\tau) &= 1,757 + C_{21} u_n(0) + 0,11045 u_k(0), \text{ м/с}; \\
p_k(\tau) &= 0,4705 + C_{31} u_n(0) - 0,1276 \cdot 10^6 u_k(0), \text{ Па}; \\
y_k(\tau) &= y_k(0) + 0,09633 \cdot 10^6 u_k(0) + 0,09633 \cdot 10^{-3} u_k(\tau), \text{ м}.
\end{aligned}$$

При  $t=0$  принимаем  $u_k(0)=0$ ;  $p_k(0)=0$  и  $y_k(0)=0$ .

Тогда

$$\begin{aligned}
u_n(\tau) &= 2,164; \\
u_n(0) &= u_n(\tau) = 2,164; \\
Re &= 200 \cdot 2,164 = 432,8; \\
\lambda &= 75/432,8 = 0,1733; \\
\zeta &= 0,0744167 \cdot 10^6 \cdot 0,1733 \cdot 2,164 = 0,027813 \cdot 10^6; \\
K_1 &= 1,1552 \cdot 10^6 - 0,027814 \cdot 10^6 = 1,1274 \cdot 10^6;
\end{aligned}$$

$$C_{12} = K_1 / (1,1552 \cdot 10^6) = 1,1274 \cdot 10^6 / (1,1552 \cdot 10^6) = 0,976;$$

$$C_{21} = 0,7027 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1274 \cdot 10^6 = 0,7922;$$

$$C_{31} = 0,1882 \cdot 1,1274 \cdot 10^6 = 0,2122 \cdot 10^6.$$

При  $t=\tau$

$$u_H(\tau) = 2,164 \text{ м/с};$$

$$u_K(\tau) = 1,757 + 0,7922 \cdot 2,164 = 3,4714;$$

$$p_K(\tau) = 0,4705 \cdot 10^6 + 0,2122 \cdot 10^6 \cdot 2,164 = 0,9297 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$y_K(\tau) = 0,09633 \cdot 10^{-3} \cdot 3,4714 = 0,3344 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,3344 \text{ мм}.$$

При  $t=2\tau$

$$u_H(2\tau) = 2,164 + 0,976 \cdot 3,4714 - 0,8656 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9297 \cdot 10^6 = \\ = 2,164 + 3,38818 - 0,804748 = 4,7474 \text{ м/с};$$

$$u_K(2\tau) = 1,757 + 0,7922 \cdot 2,164 + 0,11045 \cdot 3,4717 = 3,8550 \text{ м/с};$$

$$p_K(2\tau) = 0,4705 \cdot 10^6 + 0,2122 \cdot 10^6 \cdot 2,164 - 0,1276 \cdot 10^6 \cdot 3,4714 = 0,4867 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$y_K(2\tau) = 0,3344 \cdot 10^{-3} + 0,09633 \cdot 10^{-3} \cdot 3,4714 + 0,09633 \cdot 10^{-3} \cdot 3,8550 = \\ = 1,0402 \text{ мм}.$$

При  $t=3\tau$

$$u_H(0) = u_H(2\tau) = 4,7474 \text{ м/с}; \text{ Re} = 200 \cdot 4,7474 = 949,48.$$

Режим течения ламинарный, следовательно,  $\zeta$ ,  $K_1$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  и  $C_{31}$  остаются те же.

$$u_H(3\tau) = 2,164 + 0,976 \cdot 3,8550 - 0,8656 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4867 \cdot 10^6 = 5,5051 \text{ м/с};$$

$$u_K(3\tau) = 1,757 + 0,7922 \cdot 4,7474 + 0,11045 \cdot 3,8550 = 5,9437 \text{ м/с};$$

$$p_K(3\tau) = 0,4705 \cdot 10^6 + 0,2122 \cdot 10^6 \cdot 4,7474 - 0,1276 \cdot 10^6 \cdot 3,8550 = 0,9860 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$y_K(3\tau) = 1,0402 \cdot 10^{-3} + 0,09633 \cdot 10^{-3} \cdot 3,8550 + 0,09633 \cdot 10^{-3} \cdot 5,9437 = \\ = 1,9841 \cdot 10^{-3} \text{ м/с} = 1,9841 \text{ мм}.$$

При  $t=4\tau$ :  $u_H(0) = u_H(3\tau) = 5,5051 \text{ м/с}; \text{ Re} = 200 \cdot 5,5051 = 1101,02.$

Режим течения жидкости ламинарный, следовательно,  $\zeta$ ,  $K_1$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  и  $C_{31}$  остаются те же. Далее опять определяются  $u_n(4\tau)$ ,  $u_k(4\tau)$ ,  $p_k(4\tau)$ ,  $y_k(4\tau)$ . Затем все повторяется. Результаты расчета сведены в табл. 3.

Таблица 3

Дискретный момент времени	Основные переменные величины			
	$u_n$ , м/с	$u_k$ , м/с	$p_k$ , МПа	$y_k$ , мм
0	2,164	0	0	0
$\tau$	2,164	3,4714	0,9297	0,3344
$2\tau$	4,7474	3,8550	0,4867	1,0402
$3\tau$	5,5051	5,9437	0,9860	1,9841
$4\tau$	7,1112	6,7749	0,8802	3,2093
$5\tau$	8,0137	8,1395	1,1150	4,6460
$6\tau$	9,1422	9,0053	1,1324	6,2970
$7\tau$	9,9721	9,9950	1,2614	8,1273
$8\tau$	10,8262	10,7618	1,3112	10,1268
$9\tau$	11,5315	11,5232	1,3946	12,2736
$10\tau$	12,0906	12,0750	1,4229	14,5467
$11\tau$	12,5847	12,5612	1,4591	16,9199
$12\tau$	13,0100	12,9919	1,5054	19,3815
$13\tau$	13,3721	13,3632	1,5370	21,9203

В результате получаем  $n_{\max}=13$ .

Уточняем значение  $t_n$  по формуле (64).

$$C_{52} = 2F_k / F_T = 2 \cdot 113 \cdot 10^{-6} / (28,26 \cdot 10^{-6}) = 7,9972;$$

$$\Delta t = C_{52} \frac{y_{k \max} - y_k(0)}{u_k(0) + u_k(\tau)} = 7,9972 \frac{(20 - 19,3815) \cdot 10^{-3}}{(12,9919 + 13,3632)} = 0,1877 \cdot 10^{-3} \text{ с};$$

$$t_n = (n_{\max} - 1)\tau + \Delta t = (13 - 1) \cdot 0,7704 \cdot 10^{-3} + 0,1877 \cdot 10^{-3} = 9,4325 \cdot 10^{-3} \text{ с}.$$

Расчет показал, что время перемещения выходного звена рассмотренного элементарного участка гидропривода при ступенчатом изменении давления на входе составляет  $t_n=9,4$  мс.

## Л и т е р а т у р а.

1. В а р н а в с к и й С.М. и др. Гидравлические цифровые устройства на золотниках //В кн.: Проблемы гидравлики. - М.: Наука, 1969.- С. 40-48.
2. Д е ч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z- преобразования / Пер. с нем.- М., 1971.- 288 с.
3. К о р н Г., К о р н Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Наука, 1977.- 832 с.
4. К о р о б о ч к и н Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976.- 240 с.
5. Н а в р о ц к и й К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов.- М.: Машиностроение, 1991.- 384 с.
6. Н а в р о ц к и й К.Л., С ы р и ц ы н Т.А., С т е п а н к о в А.И. Шаговый гидропривод. - М.: Машиностроение, 1985.- 160 с.
7. Н а в р о ц к и й К.Л. Логический синтез гидрокоммутаторов шаговых гидроприводов //Вестник машиностроения. – 1977. - № 3.- С. 8-11.
8. Н а в р о ц к и й К.Л., А л и ф а н о в В.Г. Выбор шагового гидропривода для систем рулевого управления самоходной машины с раздельно-управляемыми колесами //В кн.: Системы гидро- и пневмоприводов (труды МАДИ).- 1979.- Вып. 165.- С. 38-41.
9. Машиностроительный гидропривод/Л.А. К о н д а к о в, Г.А. Н и к и т и н, В.П. П р о к о ф ь е в и др.; Под ред. В.П. П р о к о ф ь е в а.- М.: Машиностроение, 1978.- 495 с.
10. С о с о н к и н В.Л. Дискретная гидравлика. Следящие и шаговые системы станков. - М.: Машиностроение, 1972. - 164 с.
11. Т р и ф о н о в О.Н., В а н и н В.А. Расчет времени срабатывания гидравлического шагового двигателя //В кн.: Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сборник научных трудов.- 1974.-Вып.1. - С. 98-104.
12. Шаговый гидравлический сервопривод для управления регулируемым насосом / В.И. М е л и к - Г а й к а з о в, А.Г. М и х а й л о в, К.Л. Н а в р о ц к и й, М.Б. Р о м а ш к и н // В кн.: Автоматизация ПТМ. Электро- и гидропривод.- М.: ВНИИ ПТМаш, 1979.- № 2. - С. 57-67.
13. А в т у ш к о В.П., К и ш к е в и ч П.Н., Ж и л е в и ч М.И. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие для студентов специальности Т.05.11- "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". В 2 ч. - Мн.: БГПА, 2000.- ч.1:Принципы построения и область применения.-78 с.

## Содержание

Введение.....	3
1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ	4
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА.....	23
3. ДИНАМИКА ШАГОВОГО ГИДРОПРИВОДА ПРИ ОТРАБОТ- КЕ СЕРИИ ШАГОВ.....	30
4. УЧЕТ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДЛИННЫХ ГИДРОЛИ- НИЯХ ПРИ ОЦЕНКЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ГИДРОДВИГАТЕ- ЛЯ.....	39
Литература.....	50

Учебное издание

АВТУШКО Валентин Петрович  
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович  
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович

## ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности Т.05.11-  
"Гидропневмосистемы транспортных и  
технологических машин"

В 2-х частях

Часть 2

## РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Редактор Т.Н.Микулик

---

Подписано в печать 25.05.2000.

Формат 60x84 1/16. Бумага тип. №2. Офсет.печать.

Усл.печ.л. 3,0. Уч.-изд.л. 2,4. Тираж 100. Заказ 299.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.

Лицензия ЛВ №155 от 30.01.98. 220027, Минск, пр. Ф.Скорины, 65.