

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
"БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"

Кафедра машиноведения

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ (РЕГУЛИРОВАНИЯ) ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по курсам:

"Гидропривод и гидроавтоматика" – для студентов специальности 36 01 01 и 36 01 03;

"Гидравлика и пневматика" – для студентов специальности 37 01 06;

"Гидравлика и гидропривод" – для студентов специальности 1-53 01 01

Брест 2009

УДК 621.2.

Методические указания предназначены для оказания методической помощи студентам дневной и заочной форм обучения при выполнении лабораторной работы по дисциплинам:

"Гидропривод и гидроавтоматика" – для студентов специальности 36 01 01 и 36 01 03;

"Гидравлика и пневматика" – для студентов специальности 37 01 06;

"Гидравлика и гидропривод" – для студентов специальности 1-53 01 01

Составители: М.В. Голуб, профессор, д.т.н.

В.М. Голуб, доцент, к.т.н.

Рецензент: А.М. Переверткин, генеральный директор
РУПШ "Брестский машиностроительный завод"

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ (РЕГУЛИРОВАНИЯ) ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

Цель работы: изучить системы управления (регулирования) объемного гидропривода.

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СКОРОСТЬЮ

Гидропривод с дроссельным управлением скоростью. Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю.

При параллельном включении дросселя (рисунок 1, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит через гидродвигатель, другой – через регулируемый дроссель.

По правилам расчета параллельных гидролиний без учета потерь давления трубопроводах скорость поршня для этой схемы определяется выражением:

$$v = \frac{1}{S} \cdot \left(Q_n - \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F_n}{\rho \cdot S}} \right), \quad (1)$$

где S – эффективная площадь поршня; Q_n – подача насоса; $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя.

В такой системе при $F_n = const$, скорость движения будет изменяться от v_{min} до v_{max} при изменении $S_{др}$ от $S_{др\ max}$ до $S_{др} = 0$. Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса $p_n = F_n/S$ зависит от нагрузки и не является постоянной величиной, такую систему регулирования скорости называют *системой с переменным давлением*. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).

Последовательное включение дросселя осуществляется: на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения p_n на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название *системы с постоянным давлением*.

Гидропривод с дросселем на входе (рисунок 1, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при закрытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением:

$$v = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_n - \left| \frac{F_n}{S} \right| \right)}. \quad (2)$$

Гидропривод с дросселем на выходе (рисунок 1, в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, так как при любом направлении действия силы F_n изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив.

Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена v выражается формулой:

$$v = \mu \cdot \frac{S_{др}}{S} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_n \pm \left| \frac{F_n}{S} \right| \right)}. \quad (3)$$

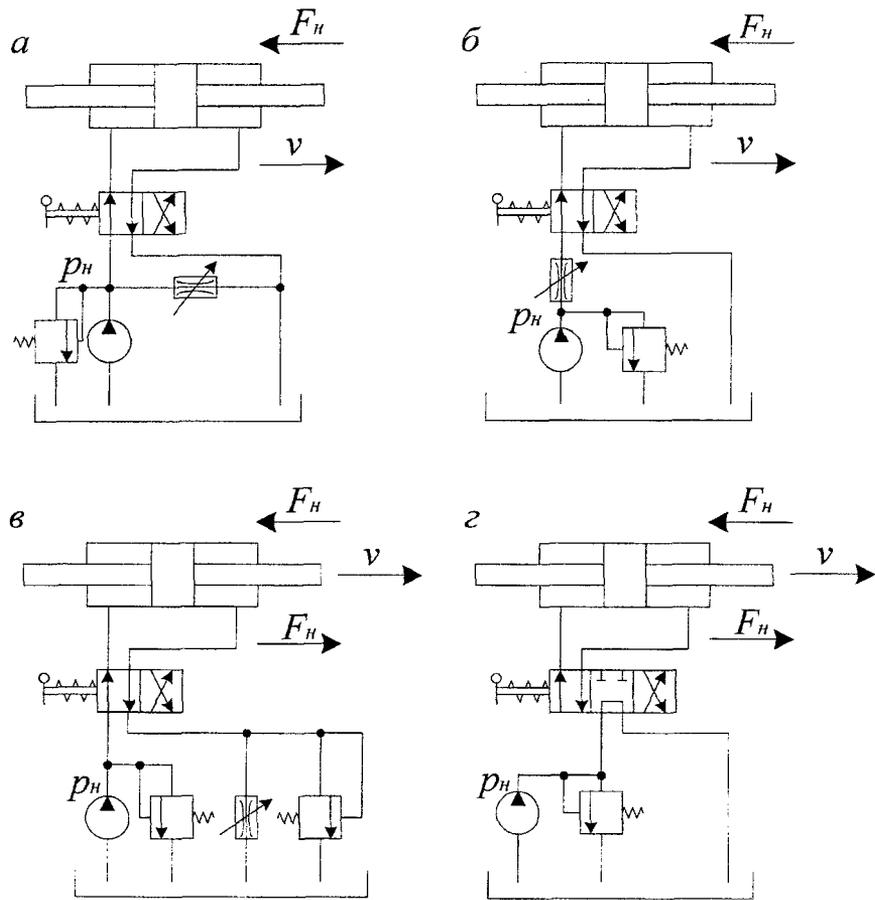


Рисунок 1 – Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью:

а – с параллельным включением дросселя; б – с дросселем на входе гидродвигателя; в – с дросселем на выходе гидродвигателя; г – с четырехлинейным дросселирующим распределителем

При установке дросселя на выходе в случае больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

В современных гидроприводах, особенно в следящих приводах, применяют систему регулирования скорости с дросселями на входе и выходе гидродвигателя. На *рисунке 1, г* представлена схема гидропривода, в котором регулирование скорости движения поршня осуществляется с помощью четырехлинейного трехпозиционного дросселирующего распределителя, который дросселирует поток рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях.

Гидропривод с машинным управлением скоростью. В данном случае скорость движения выходного звена гидропривода регулируется за счет изменения рабочего объема либо насоса, либо гидродвигателя, либо за счет изменения рабочего объема обеих гидромашин.

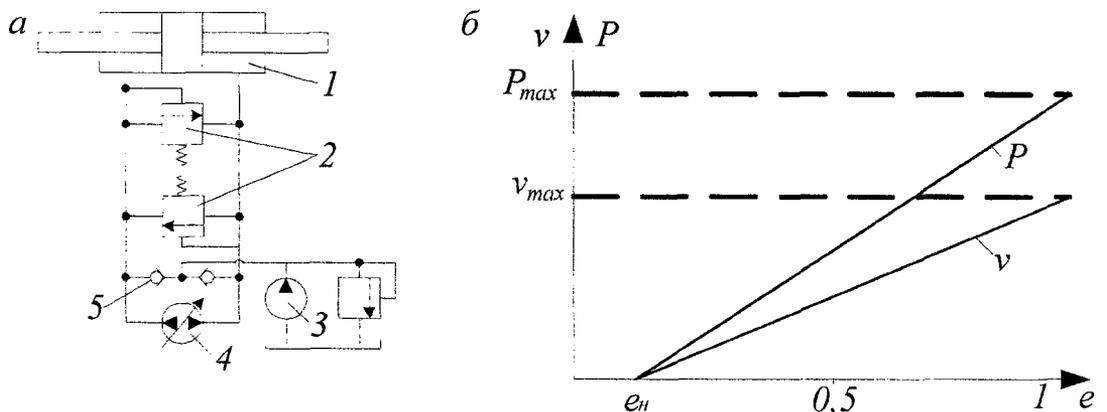


Рисунок 2 – Гидропривод с регулируемым насосом

Регулирование путем *изменения рабочего объема насоса* может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движений.

На *рисунке 2, а* приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока v при $F_n/S < p_k$ записывается в виде

$$v = \frac{e_n \cdot V_n \cdot n_n}{S} - r_c \cdot \frac{F_n}{S^2}, \quad (4)$$

где V_n – максимальный рабочий объем насоса; n_n – частота вращения насоса; S – эффективная площадь поршня гидроцилиндра; r_c – коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки); F_n – нагрузка на штоке; p_k – давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны 2; e_n – параметр регулирования насоса, равный отношению текущего значения рабочего объема насоса к максимальному рабочему объему.

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек жидкости в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 3, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 5.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также максимальной подачей насоса, определяемой его рабочим объемом.

На *рисунке 2, б* представлена зависимость скорости v движения и мощности P на выходном звене гидропривода от параметра регулирования при постоянной нагрузке. Такая система объемного регулирования скорости получила наибольшее распространение в гидроприводах дорожно-строительных, сельскохозяйственных и подъемно-транспортных машин.

Промышленностью серийно выпускается несколько типов гидроприводов с регулированием скорости за счет изменения рабочего объема насоса.

Регулирование путем изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (*рисунк 3, а*). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, так как уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене.

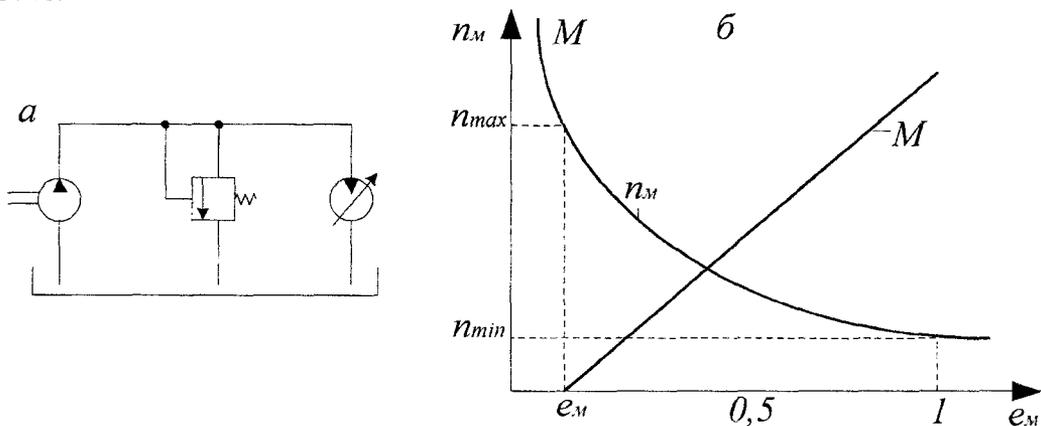


Рисунок 3 – Гидропривод с регулируемым гидромотором

Частота вращения гидромотора n_m при $p_i < p_k$ определяется соотношением

$$n_m = \frac{V_H \cdot n_H - r_C \cdot p_1}{e_M \cdot V_{Mmax}}, \quad (5)$$

где V_{Mmax} – максимальный рабочий объем мотора; e_M – параметр регулирования мотора; p_1 – давление в напорной гидролинии, определяемое моментом нагрузки на валу мотора; r_C – коэффициент объемных потерь (утечек) в системе.

Из выражения (5) следует, что при $e_M \rightarrow 0$ n_m возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение e_M , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ($p_1 = 0$).

На рисунке 3, б представлена зависимость частоты вращения и развиваемого момента на валу гидромотора от параметра регулирования при постоянном давлении p_1 .

Регулирование путем изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используют только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором. Скорость выходного звена рационально регулировать следующим образом:

- 1) запустить приводной двигатель при $e_H = 0$;
- 2) для стартового и разгона выходного звена привода изменить e_H от 0 до 1 при $e_M = 1$;
- 3) дальнейшее увеличение скорости осуществлять путем изменения e_M от 1 до e'_M при $e_H = 1$.

Уменьшение скорости происходит в обратном порядке. Такой способ позволяет получить большой диапазон регулирования, он обладает всеми достоинствами и недостатками рассмотренных выше схем машинного управления.

На рисунке 4 представлены принципиальная схема (а) и характеристика (б) гидропривода с замкнутой циркуляцией и регулируемым насосом и гидромотором.

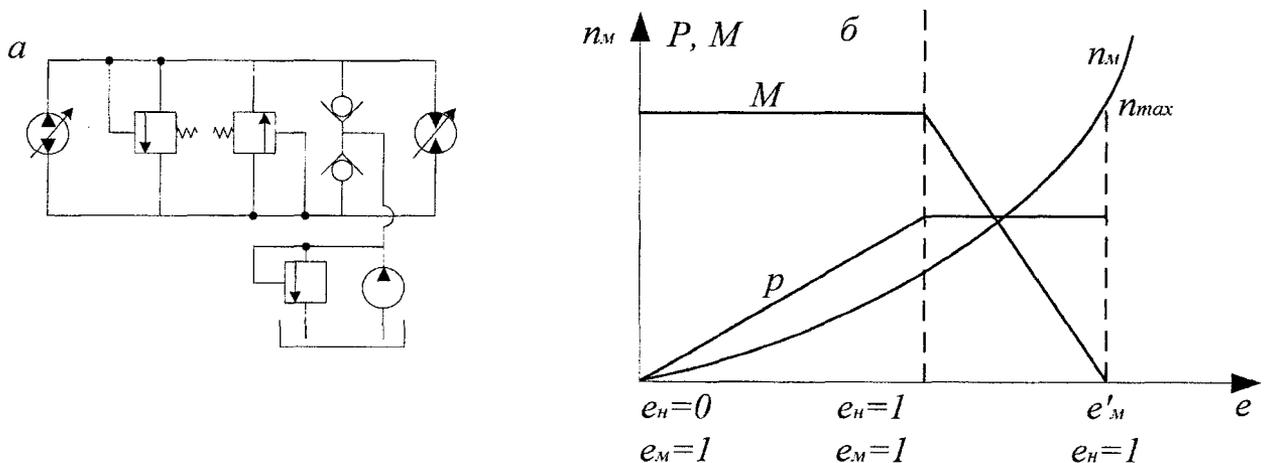


Рисунок 4 – Гидропривод с регулируемым насосом и гидромотором

Гидропривод с машинно-дрессельным управлением. Машинно-дрессельный способ управления заключается в том, что в систему дроссельного регулирования с постоянным давлением устанавливается регулируемый насос и давление поддерживается постоянным не за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан, а за счет изменения подачи насоса. В такой системе регулирования отсутствуют потери в переливном клапане.

На рисунке 5 представлена схема гидропривода поступательного движения с машинно-дрессельным управлением скоростью. Постоянное давление p_H поддерживается путем совместной работы регулятора 1 и аксиально-поршневого регулируемого насоса 2. Изменение давления p_H приводит к изменению положения поршня регулятора 1 и связанного с ним наклонного диска насоса 2. Изменение положения диска приводит к изменению подачи насоса Q .

Поэтому в такой системе подача насоса всегда равна расходу через гидродвигатель и дроссель при $p_H = \text{const}$. Скорость движения выходного звена в данном гидроприводе определяется формулой (3).

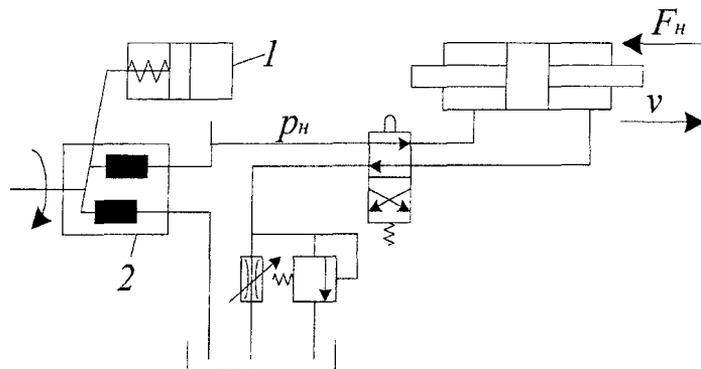


Рисунок 5 – Гидропривод с машинно-дроссельным управлением скоростью

Сравнительную оценку различных систем регулирования скорости гидроприводов целесообразно проводить по двум показателям: нагрузочной характеристике привода $v = f(F_H)$ и КПД системы регулирования. На *рисунке 6, а* приведены нагрузочные характеристики, построенные по формулам (1), (2), (4), для гидроприводов с одинаковой максимальной нагрузкой (1 – система с переменным давлением, 2 – система с постоянным давлением, 3 – машинное управление). Так как для управляемых гидроприводов наибольший интерес представляет не значение КПД на одном из режимов работы, а характер изменения КПД во всем диапазоне регулирования при различных нагрузках, то сравнение систем лучше всего проводить по характеристикам:

$$\eta = \varphi(\bar{v}); \quad \eta = f(F_H),$$

где \bar{v} – отношение текущего значения скорости при данной нагрузке к максимальному значению скорости при той же нагрузке.

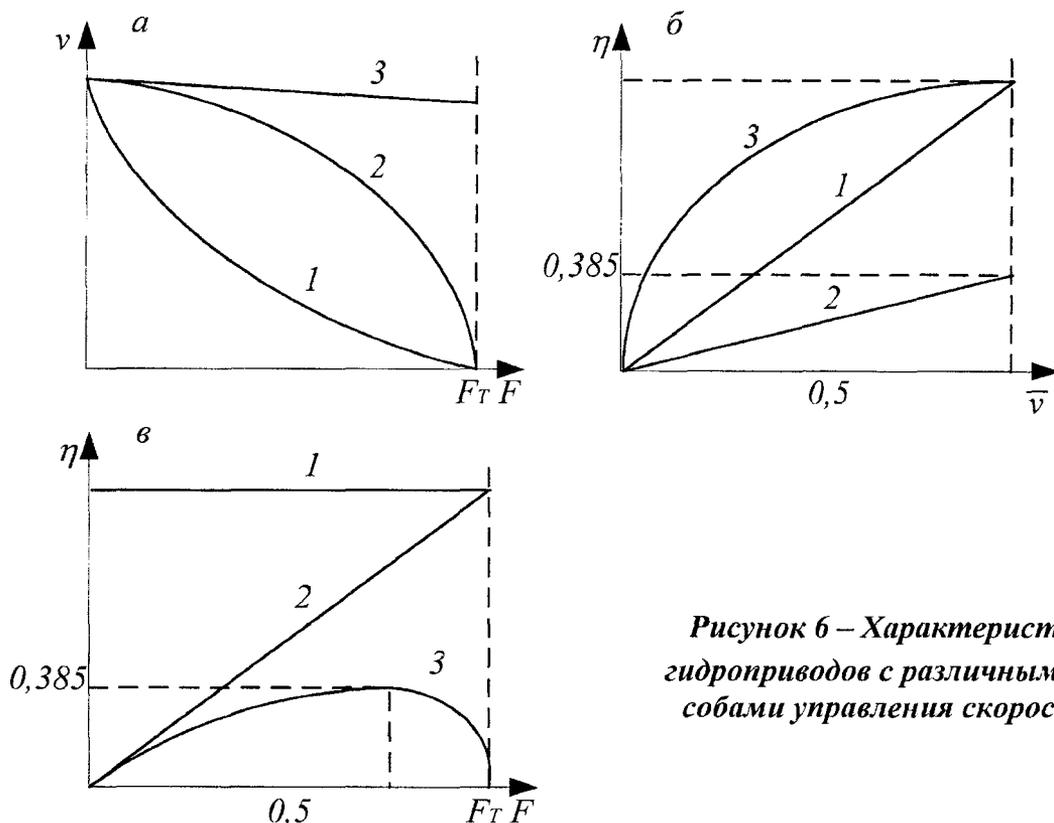


Рисунок 6 – Характеристики гидроприводов с различными способами управления скоростью

На *рисунке 6, б* приведены характеристики КПД систем регулирования (1 – параллельное включение дросселя, 2 – последовательное включение дросселя при оптимальной нагрузке; 3 – машинно-дроссельное управление при оптимальной нагрузке и машинное управление), а на *рисунке 6, в* – зависимости КПД системы регулирования от нагрузки при максимальной скорости движения выходного звена привода (1 – параллельное включение дросселя и машинное управление, 2 – машинно-дроссельное управление, 3 – последовательное включение дросселя).

Сравнение характеристик на *рисунке 6* показывает, что гидропривод с машинным управлением имеет самую стабильную характеристику скорости во всем диапазоне изменения нагрузок и самый высокий КПД системы регулирования во всем диапазоне регулирования скорости.

Однако стоимость регулируемых гидромашин выше, чем нерегулируемых, и поэтому только в гидроприводах большой мощности ($P > 10$ кВт), где выигрыш в энергетике компенсирует увеличение стоимости, целесообразно использовать систему машинного управления. В приводах же небольшой мощности рационально использовать системы дроссельного управления, обеспечив при этом стабильность скорости при изменении нагрузки.

СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ

Принцип действия всех систем стабилизации скорости в гидроприводах с дроссельным управлением заключается в обеспечении постоянного перепада давления на дросселе при изменении нагрузки на выходном звене привода.

На *рисунке 7* приведена схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока на выходе гидродвигателя. Регулятор *1* состоит из регулируемого дросселя и редукционного клапана, который при изменении нагрузки F_H , а следовательно, и давления p_1 поддерживает постоянным давление перед дросселем p_0 , обеспечивая тем самым постоянное значение расхода через дроссель и постоянную скорость v .

На *рисунке 8* приведена схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока на входе гидродвигателя.

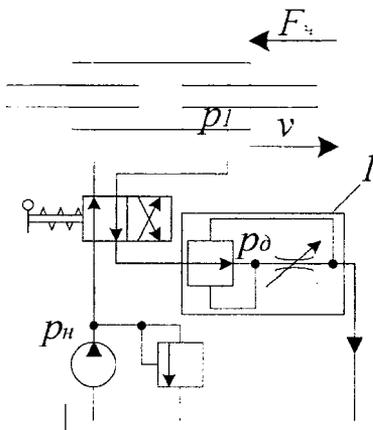


Рисунок 7 – Гидропривод с регулятором потока на выходе гидродвигателя

Регулятор *1* состоит из регулируемого дросселя, переливного клапана *2* и предохранительного клапана *3*. Если нагрузка постоянна, то клапан *2* работает как обычный переливной клапан, поддерживая $p_n = \text{const}$. При увеличении нагрузки растет давление p_1 уменьшаются проходное сечение переливного клапана и, следовательно, растет давление p_n так, что $p_n - p_1 = \text{const}$.

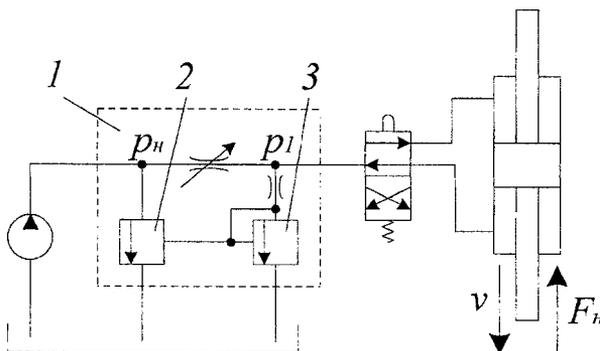


Рисунок 8 – Гидропривод с регулятором потока на входе гидродвигателя

В гидроприводах с машинным управлением нестабильность скорости выходного звена при изменении нагрузки обусловлена только изменением величины объемных потерь в гидромашинах, т.е. переменностью объемного КПД в зависимости от давления в системе, значение ко-

того определяется нагрузкой. При использовании в гидроприводах современных регулируемых гидромашин с высоким КПД нестабильность скорости при изменении нагрузки от 0 до F_{max} составляет 12 – 14%, что практически соответствует точности стабилизации при помощи регуляторов потока, рассмотренных выше. Поэтому в большинстве гидроприводов с машинным управлением скоростью системы стабилизации не применяются. Однако в системах, где требуется высокая точность поддержания заданной скорости, используют систему стабилизации и при машинном управлении.

На рисунке 9 представлена принципиальная схема гидропривода вращательного движения с разомкнутой циркуляцией, в которой регулирование скорости осуществляется изменением рабочего объема аксиально-поршневого насоса 2.

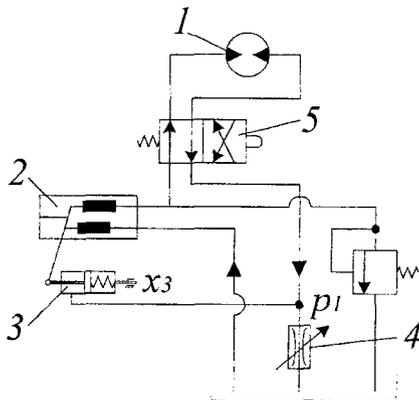


Рисунок 9 – Система стабилизации скорости в гидроприводе с машинным управлением

Некоторое заданное значение угловой скорости ω_3 гидромотора 1 устанавливается положением вспомогательного цилиндра 3, шток которого связан с наклонным диском насоса. Координата x_3 соответствует значению ω_3 . При угловой скорости $\omega = \omega_3$ в штоковой полости цилиндра 3 устанавливается давление $p_1 = p_0$, значение которого определяется перепадом давления на дросселе 4.

В случае увеличения момента нагрузки на валу гидромотора 1 за счет роста объемных потерь снизится угловая скорость вала и, следовательно, расход в сливной гидролинии. Перепад на дросселе 4 уменьшится, и p_1 станет меньше p_0 , в результате поршень цилиндра 3 под действием пружины сместится влево и увеличит наклон диска и подачу насоса, восстановив тем самым значение $\omega = \omega_3$. Соответственно увеличение ω по сравнению с ω_3 приведет к росту давления p_1 относительно p_0 и уменьшению подачи насоса. Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется двухпозиционным распределителем 5. Благодаря возможности регулирования проводимости дросселя 4 можно изменять коэффициент усиления системы стабилизации угловой скорости выходного вала.

СИСТЕМЫ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено менее нагруженного двигателя перемещается быстрее, чем звено двигателя с большей нагрузкой, а при некоторых сочетаниях нагрузки выходное звено одного из двигателей совсем не будет перемещаться.

Для синхронизации скорости движения нескольких гидродвигателей применяют различные устройства. Наиболее распространенным из них является делитель потока.

На рисунке 10 приведена упрощенная схема гидропривода грузоподъемника, в котором с помощью делителей потока обеспечивается синхронное движение штоков четырех гидроцилиндров при любом распределении нагрузки на каждый шток.

При подаче управляющего сигнала на электромагниты гидрораспределителей 3 и 4 штоки гидроцилиндров, преодолевая нагрузки F_1, F_2, F_3, F_4 , перемещаются вверх с одинаковыми скоростями благодаря включению в схему делителей потока 2. При снятии сигнала с распреде-

лителя 3 происходит закольцовка насоса, и поршни останавливаются в любом промежуточном положении, так как бесштоковая полость гидроцилиндров оказывается запертой обратным клапаном 1. Для спуска штоков вниз необходимо снять управляющий сигнал с распределителей 4, в результате чего бесштоковая полость соединится со сливной гидролинией.

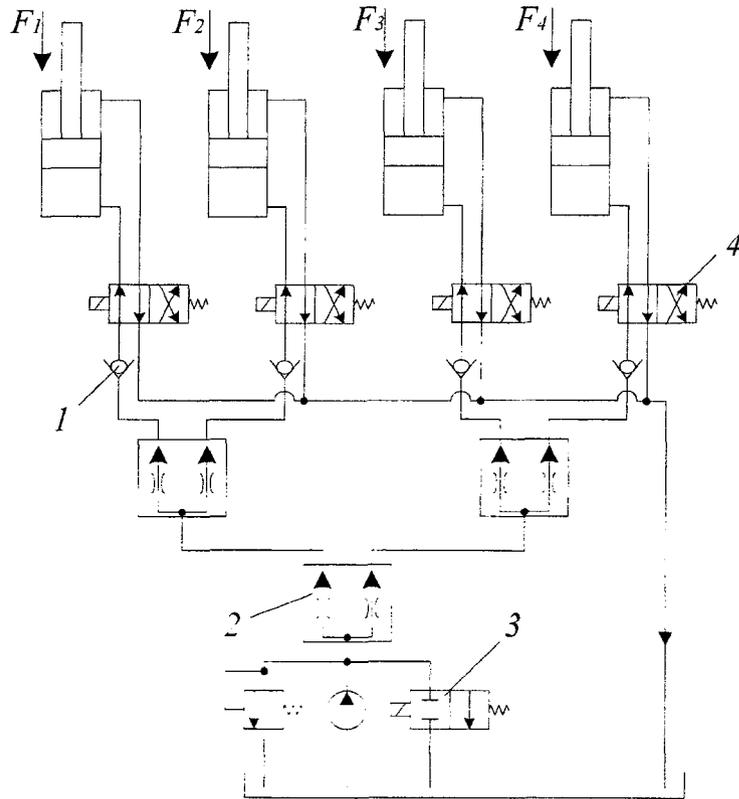


Рисунок 10 – Гидропривод грузоподъемника с синхронизацией движения четырех гидродвигателей

Система с делителем потока относится к дроссельному способу синхронизации, принцип которого заключается в обеспечении равенства сопротивлений в параллельных гидролиниях. Объемный способ синхронизации базируется на принципе объемного дозирования расхода, подводимого к гидродвигателям.

На *рисунке 11* приведена упрощенная принципиальная схема гидропривода, в котором синхронизация движения штоков гидроцилиндров 1 к 2 обеспечивается дозатором 3, представляющим собой двухкамерный гидроцилиндр.

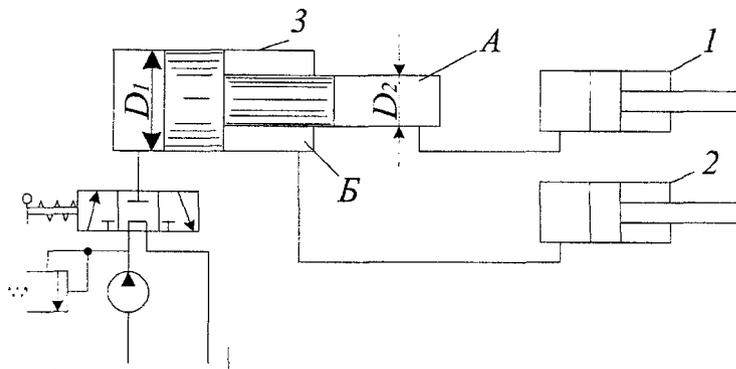


Рисунок 11 – Гидропривод с дозатором

При одинаковых геометрических размерах цилиндров 1 и 2 отношение скоростей их штоков определяется выражением:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_2^2}{D_1^2 - D_2^2},$$

где S_1 и S_2 – площади поршня соответственно в полостях A и B дозатора. Точность синхронизации в такой схеме определяется только допусками на величину диаметров D_1 и D_2 , так как объемный КПД гидроцилиндров в диапазоне рабочих давлений близок к единице.

В качестве дозаторов могут быть использованы и роторные гидромашины, имеющие высокий объемный КПД. На *рисунке 12* приведена принципиальная схема синхронизации движения двух гидроцилиндров 1 и 2 при помощи дозатора, который представляет собой две роторные гидромашины 3 и 5 с жестко связанными роторами.

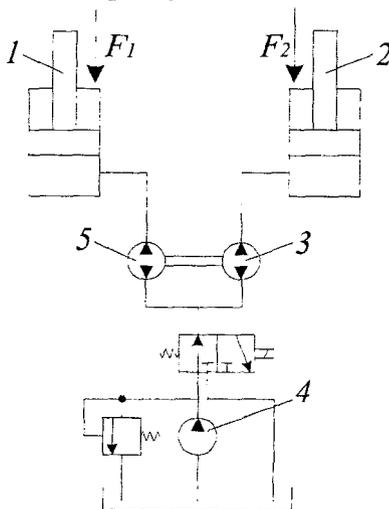


Рисунок 12 – Гидропривод с синхронизацией движения двух гидродвигателей

Расход рабочей жидкости между цилиндрами 1 и 2 распределится следующим образом:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_3 \cdot n_3}{V_5 \cdot n_5},$$

но так как

$$n_3 = n_5, \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_3}{V_5},$$

где V_3 и V_5 – рабочие объемы гидромашин.

Если рабочие объемы равны, $Q_1 = Q_2 = Q_n / 2$, где Q_n – подача насоса 4 . При одинаковой нагрузке на штоках гидроцилиндров или малой разности между ними перепад давления на гидромашинах определяется практически механическими потерями, объемный КПД близок к единице и точность синхронизации определяется допусками на величину рабочего объема. Если нагрузки на штоках существенно отличаются, то прямо пропорционально разности нагрузок повышается и перепад давления на гидромашинах. Увеличиваются утечки и уменьшается точность синхронизации.

Дозаторы, построенные на базе аксиально-поршневых гидромашин, обеспечивают точность синхронизации в пределах 2-3% при условии, что разность нагрузок не превышает 25%. Обеспечивая жесткую связь роторов трех и более гидромашин, можно соответственно обеспечить синхронность движения трех и более гидродвигателей. Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, так как гидравлическое сопротивление делителей потока достаточно велико.

Системы синхронизации, построенные на принципе дозирования, целесообразно использовать в гидроприводах большой мощности при значительной разности нагрузок на гидродвигатели.

СЛЕДЯЩИЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Гидропривод, в котором выходное звено повторяет движение звена управления в заданном масштабе, называется *следящим*. Следящий гидропривод нашел широкое применение в системах ручного и автоматического управления различными машинами, агрегатами и производственными процессами. В этих системах следящий гидропривод используется в качестве гидравлического усилителя – устройства, предназначенного для управления гидроприводом по-

средством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности входного (управляющего сигнала).

Коэффициент усиления гидроусилителей, определяемый отношением выходной мощности к мощности входного сигнала, практически не ограничен. В системах рулевого управления крупными морскими судами используют гидравлические следящие приводы с коэффициентом усиления до 10^5 , а в системах автоматики в гидроприводах с электрическим управлением до 10^7 . Такое высокое значение коэффициента усиления достигается за счет очень малой мощности, затрачиваемой на управление. Так, например, мощность входного сигнала в гидроприводе с электрическим управлением, составляет 0,5-1 Вт, а усилие для перемещения некоего вспомогательного золотника не превышает 40 мН.

Следящие гидроприводы в зависимости от типа гидродвигателя бывают с поступательным поворотным и вращательным движением выходного звена, при этом управление может осуществляться дроссельным или машинным способом.

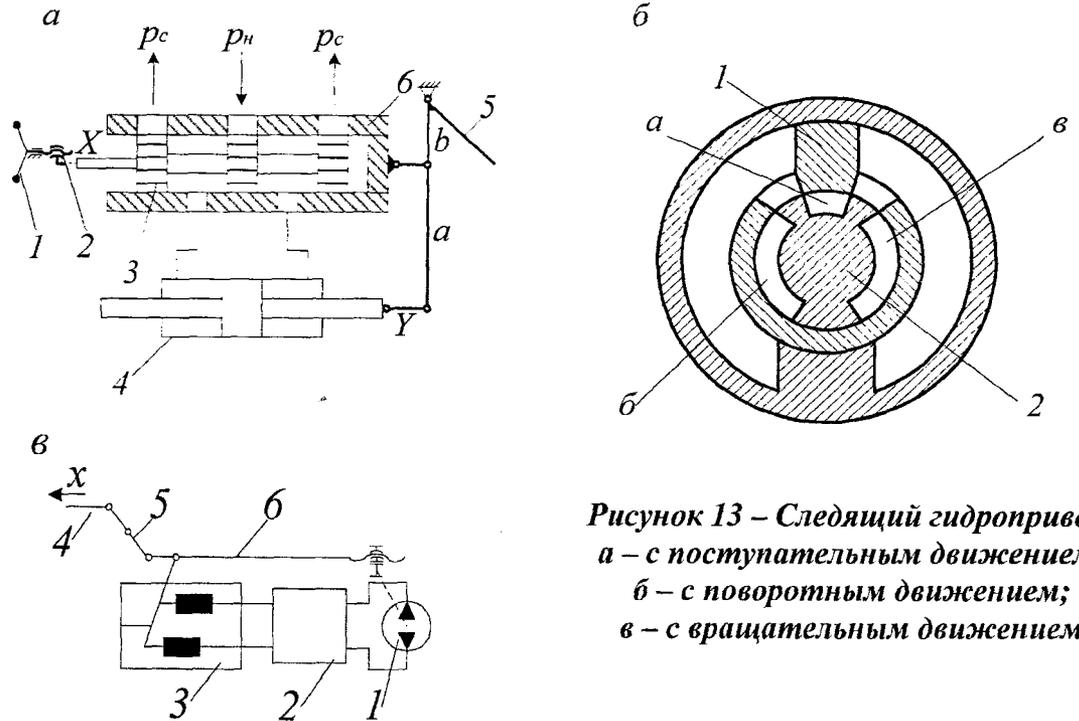


Рисунок 13 – Следящий гидропривод:
а – с поступательным движением;
б – с поворотным движением;
в – с вращательным движением

На *рисунке 13 а* приведена принципиальная схема следящего гидропривода поступательного движения, используемого в качестве гидроусилителя руля грунтосмесительной машины. При повороте рулевого колеса *1*, например, по часовой стрелке посредством винтовой пары *2* золотник дросселирующего гидрораспределителя *3* сместится влево и соединит правую полость гидроцилиндра *4* с напорной гидролинией (p_n), а левую – со сливной гидролинией (p_c).

Под действием потока рабочей жидкости поршень цилиндра *4* начнет перемещаться в поворачивая жестко связанную с ним траверсу *5* и вместе с ней передний каток машины. Поворот катка будет происходить до тех пор, пока корпус распределителя *6*, перемещающийся вместе с траверсой *5*, не сместится на величину хода, равную смещению золотника *3*, и не перекроет каналы распределителя. Чтобы вернуть каток в первоначальное положение необходимо повернуть рулевое колесо *1* на такой же угол против часовой стрелки, в результате золотник *3*, поршень *4*, траверса *5* и, следовательно, корпус распределителя *6* возвратятся в исходное положение. Таким образом, осуществляется слежение катка за поворотом рулевого колеса.

Коэффициент усиления гидроусилителя k_2 в этом случае можно выразить в виде отношения $k_2 = F/F_y$, где F – усилие, развиваемое на поршне гидроцилиндра; F_y – усилие, необходимое для перемещения золотника.

Важным параметром следящего привода является коэффициент передачи, определяемый отношением линейной или угловой величины перемещения выходного звена к величине поворота

мещения входного звена. Для рассматриваемой схемы входным сигналом на гидроусилитель руля служит перемещение золотника x , а выходным – перемещение поршня цилиндра y . Тогда коэффициент передачи k_n можно выразить соотношением $k_n = (a + b)/b$, где a и b – плечи рычага траверсы 5.

На рисунке 13 б приведена принципиальная схема следящего привода с поворотным движением, выполненного на основе шиберного поворотного гидродвигателя. Концентрично относительно вала гидродвигателя расположена пробка дросселирующего распределителя кранового типа 2, корпусом которого служит вал. К полости a распределителя подведена сливная гидролиния, а к полостям b и c – напорная. При повороте пробки 2, являющейся входным звеном, по часовой стрелке полость I гидродвигателя соединяется с напорной гидролинией, а полость II – со сливной. Под действием потока рабочей жидкости шибер 1 начнет перемещаться по часовой стрелке до тех пор, пока корпус распределителя (вал гидродвигателя) не повернется на угол, равный углу поворота пробки, и вновь не перекроет каналы распределителя. Другими словами, выходной вал гидродвигателя "следит" за движением входного звена (пробки распределителя). В рассмотренной схеме следящего гидропривода коэффициент усиления $k_2 = M_2/M_y$, где M_2 – момент, развиваемый на выходном валу гидродвигателя; M_y – момент, необходимый для поворота входного звена. Коэффициент передачи $k_n = 1$, т.е. угол поворота входного звена равен углу поворота вала гидродвигателя.

На рисунке 13 в приведена принципиальная схема следящего гидропривода вращательного движения, построенного по принципу машинного управления. Гидродвигателем привода служит гидромотор 1, а источником энергии рабочей жидкости – аксиально-поршневой регулируемый насос 3, у которого рабочий объем изменяется за счет поворота наклонного диска. Блок 2 включает предохранительные клапаны и систему компенсации утечек в гидроприводе с замкнутой циркуляцией. При смещении управляющего рычага 4 дифференциальный рычаг 5 поворачивается относительно неподвижной тяги 6 и наклонный диск насоса поворачивается на некоторый угол, обеспечивая расход рабочей жидкости в гидроприводе. Гидромотор под действием потока рабочей жидкости начинает вращаться. Вращение гидромотора будет происходить до тех пор, пока наклонный диск насоса не придет в нулевое положение за счет того, что движение выходного вала гидромотора передается через зубчатую и винтовую передачи на тягу 6, связанную с дифференциальным рычагом 5. При этом направление вращения должно быть таким, чтобы при перемещении рычага 5 уменьшался наклон диска. Коэффициент передачи такого привода определяется передаточным отношением винтовой и зубчатой передач и соотношением плеч дифференциального рычага.

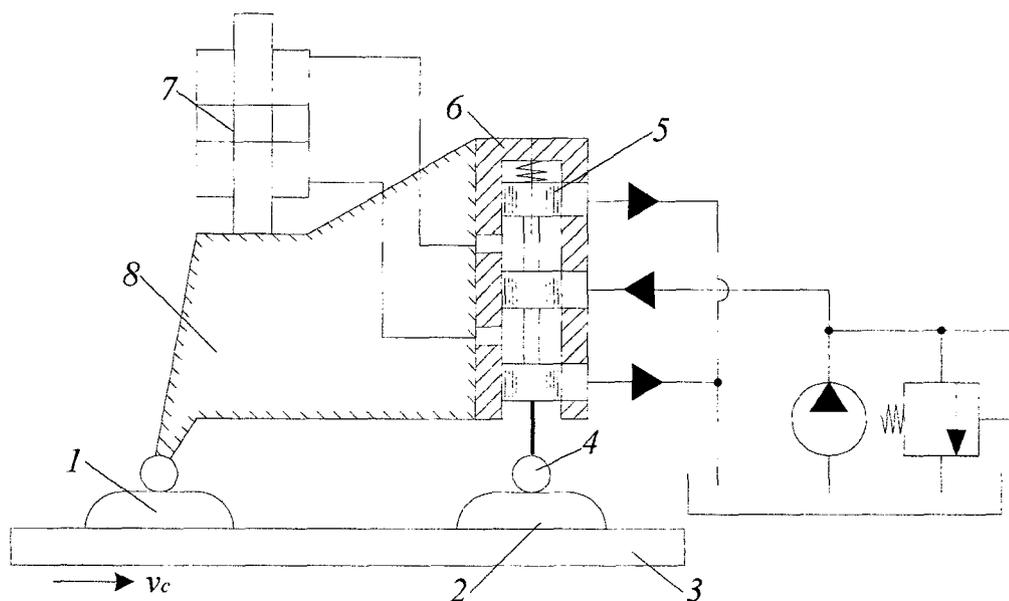


Рисунок 14 – Следящий гидропривод копировального фрезерного станка

Следящие гидроприводы нашли наибольшее распространение в станкостроении, где они используются в качестве приводов копировальных станков. На *рисунке 14* представлена принципиальная схема гидропривода подачи фрезы копировального фрезерного станка, предназначенного для воспроизводства на заготовке 1 фасонного профиля модели 2. При движении стола 3 со скоростью v_c шуп 4 и связанный с ним золотник 5 дросселирующего распределителя перемещаются в вертикальном направлении, очерчивая профиль модели 2. Это движение с высокой точностью повторяет фрезерная головка 8, перемещаясь по вертикальным направляющим вместе с поршнем цилиндра 7.

Слежение осуществляется за счет того, что корпус дросселирующего распределителя 6 жестко связан с фрезерной головкой станка. Для уменьшения мощности входного сигнала при одновременном увеличении выходной мощности, т.е. для получения большего значения коэффициента усиления, применяют многокаскадные гидроусилители с двумя и более каскадами усиления входного сигнала.

В настоящее время следящие гидроприводы нашли широкое применение в станках с числовым программным управлением (ЧПУ). На *рисунке 15* представлена схема гидропривода копировально-фрезерного станка с ЧПУ. В этой системе копирования шаблонов шаблон 1, а его форма в виде числового кода введена в программный блок 1.

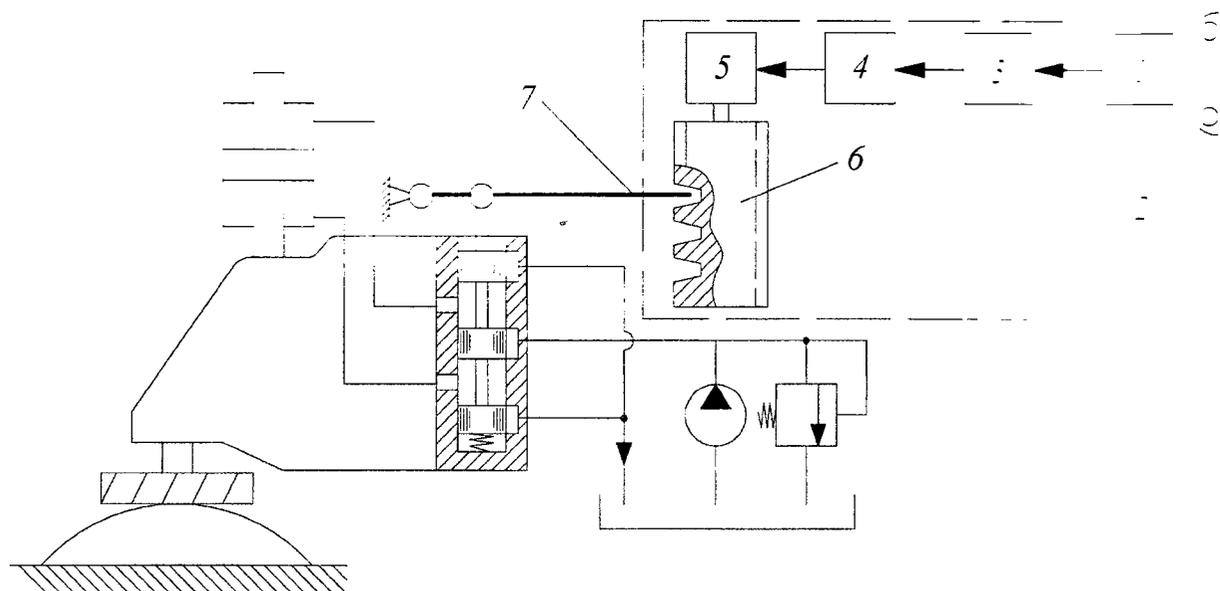


Рисунок 15 – Гидропривод копировально-фрезерного станка с ЧПУ

Программа, записанная на магнитную ленту, считывается магнитной головкой и подается на блок 2, который является цифро-аналоговым преобразователем. В блоке 2 сигнал поступает на электронный кодовый преобразователь 3, усиливается и преобразуется в форму импульсов, необходимую для управления шаговым электродвигателем 4. Вал шагового двигателя через редуктор 5 вращает эталонный винт 6. Винт 6 через рычаг 7 перемещает золотник следающего гидропривода фрезерной головки. Число импульсов, поступающих на шаговый двигатель, соответствует углу поворота вала двигателя и винта 6, углу отклонения рычага 7, перемещению золотника и, следовательно, определенному перемещению фрезерной головки. Частота следования импульсов соответствует угловой скорости шагового двигателя и винта 6, а также и скорости перемещения фрезерной головки.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

Отчет должен содержать:

- ✓ Цель работы.
- ✓ Схемы и описание гидроприводов с дроссельным, машинным и машинно-дроссельным управлением скоростью выходного звена.
- ✓ Схемы и описание гидроприводов, служащих для стабилизации скорости выходного звена.
- ✓ Схемы и описание синхронизации движения выходных звеньев гидропривода.
- ✓ Схемы и описание различных типов следящих гидроприводов.
- ✓ Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Принцип работы гидропривода с дроссельным управлением скоростью
2. Достоинства и недостатки различных способов включения дросселя в системы управления скоростью гидроприводов
3. Принцип работы гидропривода с машинным управлением скоростью
4. Гидропривод с машинно-дроссельным управлением скоростью. Принцип работы
5. Достоинства и недостатки различных систем управления скоростью
6. Принцип действия систем стабилизации скорости выходного звена гидропривода
7. Что такое регулятор потока?
8. Достоинства и недостатки гидроприводов с системами стабилизации с машинным управлением
9. Принцип действия систем синхронизации движения выходных звеньев гидропривода
10. Какую функцию выполняет делитель потока в системах синхронизации скорости?
11. Какую функцию выполняет дозатор в системах синхронизации скорости?
12. Гидропривод с синхронизацией движения двух гидродвигателей. Принцип работы
13. Что такое следящий гидропривод?
14. Принцип работы гидропривода с поступательным движением
15. Принцип работы гидропривода с поворотным движением
16. Принцип работы гидропривода с вращательным движением
17. Принципы работы гидропривода копировального фрезерного станка
18. Принципы работы гидропривода копировально-фрезерного станка с ЧПУ

Учебное издание

Составители: Голуб Михаил Владимирович

Голуб Владимир Михайлович

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ (РЕГУЛИРОВАНИЯ) ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ по курсам:

"Гидропривод и гидроавтоматика" – для студентов специальности 36 01 01 и 36 01 03;

"Гидравлика и пневматика" – для студентов специальности 37 01 06;

"Гидравлика и гидропривод" – для студентов специальности 1-53 01 01

Ответственный за выпуск: **Голуб М.В.**

Редактор: **Строкач Т.В.**

Корректор: **Никитчик Е.В.**

Компьютерная вёрстка: **Кармаш Е.Л.**

Подписано к печати 03.09.2009 г. Формат 60x84¹/₈. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1.86.
Уч. изд. л. 2.0. Заказ № 816. Тираж 100 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения
образования «Брестский государственный технический университет.
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.