

МИНИСТЕРСТВО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

Н А М И

В Ы П У С К

66

**РАБОТА  
СЛЕДЯЩИХ СЕРВОУСТРОЙСТВ  
АВТОМОБИЛЬНОГО ТИПА  
НА УСТАНОВИВШИХСЯ  
РЕЖИМАХ**

МАШГИЗ · 1953

МИНИСТЕРСТВО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ  
Н А М И

---

ВЫПУСК 66

РАБОТА  
СЛЕДЯЩИХ СЕРВОУСТРОЙСТВ  
АВТОМОБИЛЬНОГО ТИПА  
НА УСТАНОВИВШИХСЯ  
РЕЖИМАХ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1953

Автор выпуска  
канд. техн. наук **О. Л. ЛЕВЕНСТЕРН**

В статье дан анализ работы гидравлических, пневматических и вакуумных следящих сервоустройств автомобильного типа. Разработан метод определения характеристик указанных устройств и введены параметры оценки и сравнения их.

Работа предназначена для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и других отраслей техники.

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Директор НАМИ канд. техн. наук А. В. ОСИПЯН — ответственный редактор  
Инж. Я. Г. ЗИЛЬБЕРБЕРГ — секретарь

#### ЧЛЕНЫ РЕДКОЛЛЕГИИ:

Д-р техн. наук проф. Н. Р. БРИЛИНГ, д-р техн. наук проф. Г. Г. КАЛИШ,  
д-р техн. наук И. С. МЕЗИН, д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗНЕР,  
д-р техн. наук К. С. РАМАЙЯ, д-р техн. наук проф. М. М. ХРУЩЕВ,  
кандидаты техн. наук Н. Н. БРЫЗГОВ, И. С. КОЗЛОВСКИЙ  
и И. И. ЛЫТКИН

---

*Редакция литературы по автотракторной промышленности  
Зав. редакцией инж. В. В. БРОЖИИ*

Технический редактор А. Я. Тихонов

Корректор И. И. Рубашкин

---

Сдано в производство 28/III 1953 г. Подписано к печати 28/IV 1953 г. Т-01522 Тираж. 1500 экз.  
Печ. л. 2. Уч.-изд. л. 2,5. Бум. л. 1. Формат 60×92<sup>1/16</sup>. Заказ № 476.

---

## ВВЕДЕНИЕ

Одной из особенностей развития автомобильной техники в последние годы является широкое внедрение сервосистем и автоматических систем, с помощью которых можно существенно упростить и облегчить управление автомобилем и несколько улучшить его динамические и экономические качества. Те или иные сервоустройства — сервоприводы к сцеплению, к тормозам, автоматические приводы переключения передач и т. д. — стали необходимыми элементами большинства лучших современных моделей автомобилей.

Для работы любого сервоустройства как изолированного, так и включенного в автоматическую систему необходим подвод внешней энергии. В зависимости от способа подвода энергии определяется конструктивная схема сервоустройства и конструкция его отдельных элементов. Энергию можно подводить к системе электрическим током, жидкостью под давлением, сжатым или разреженным воздухом; соответственно сервосистемы и автоматические приводы делятся на гидравлические, пневматические, вакуумные, электрические и комбинированные. В настоящее время в автомобилях чаще всего используют гидравлические и пневматические сервосистемы, а также их комбинации, в которых автоматические приборы — электрические, а сервоустройства гидравлические или пневматические. Принципиальные схемы гидравлических, пневматических и вакуумных сервосистем, а также процессы, в них происходящие, имеют так много общего, что эти системы могут быть объединены для изучения.

Почти все применяемые на автомобилях сервоустройства, имеющие различное назначение и отличающиеся конструктивным выполнением, могут быть сведены к единой принципиальной схеме. Любое сервоустройство состоит из трех основных элементов: органа управления, командного органа и органа исполнения.

Органом управления в самостоятельном сервоустройстве служит педаль или рычаг, управляемый водителем; если сервомеханизм является составным элементом автоматического привода управления, то органом управления может быть любое автоматическое устройство, например, центробежный регулятор.

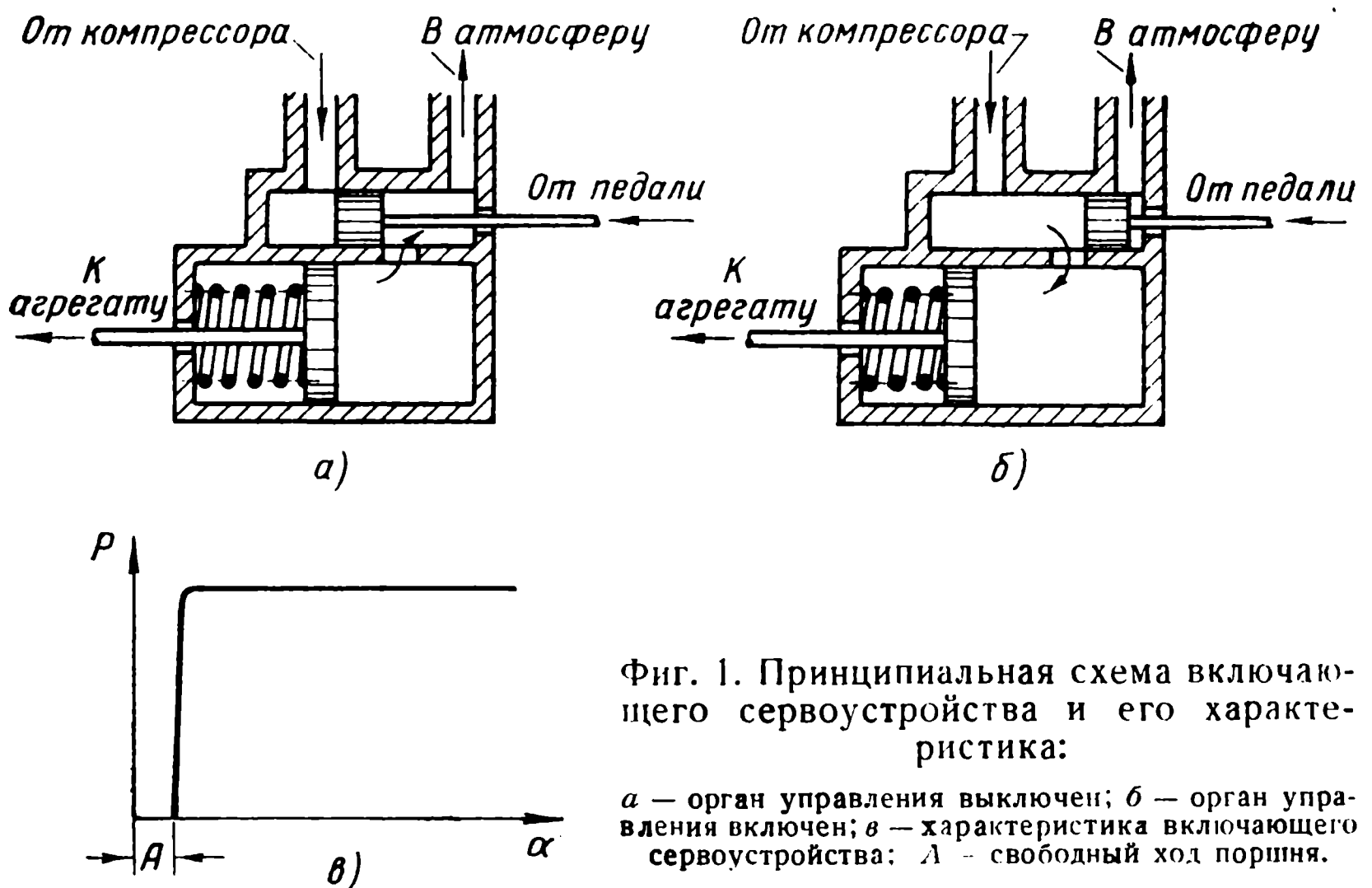
Командным органом в гидравлических, пневматических и вакуумных сервосистемах является золотниковое или клапанное устройство; исполнительным органом — сервомотор поршневого или диафрагменного типа.

По принципу действия все сервоустройства могут быть разделены на:

- 1) включающие и
- 2) следящие.

Сервоустройство, схематически показанное на фиг. 1, относится к включающим сервоустройствам. В зависимости от положения органа управления поршень сервомотора может занимать лишь одно из крайних положений (фиг. 1, *а* и *б*).

На фиг. 1, *в* показана характеристика включающего сервоустройства: по оси абсцисс отложен угол  $\alpha$  поворота педали, а по оси ординат — величина усилия  $P$ , развиваемого в результате давления на поршень сервомотора.

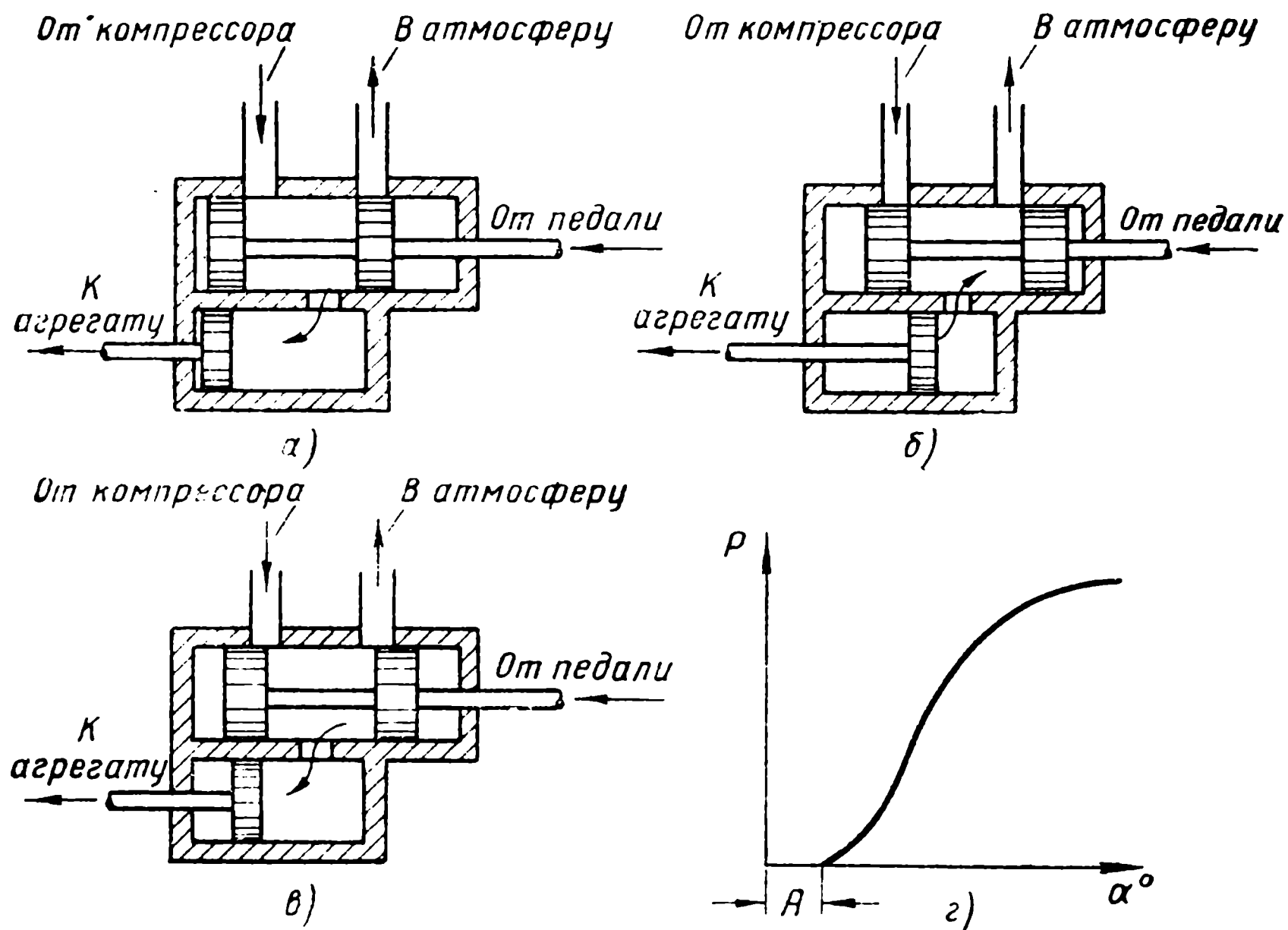


Область применения включающих устройств в автомобиле ограничена: их применяют лишь в механизмах переключения передач и для привода к стояночным тормозам. Это ограничение объясняется следующим. При отсутствии сервоустройства между педалью и управляемым агрегатом (например, нажимным диском сцепления) существует жесткая кинематическая связь: каждому положению педали соответствует вполне определенная степень включения сцепления, а его полное выключение возможно лишь при полностью выжатой педали. Для правильной работы управляемого агрегата, например сцепления, и возможности обеспечения произвольной пробуксовки, при введении сервоустройства не должно нарушаться соответствие между положением педали и степенью включения сцепления.

Для этого надо, чтобы каждому положению педали или рычага соответствовало определенное положение поршня сервомотора (поршень сервомотора „следит“ за педалью или рычагом), что не может быть обеспечено включающим устройством. Сервоустройства, обеспечи-

вающие функциональную зависимость между перемещением органа управления и перемещением исполнительного органа, называются следящими.

На фиг. 2, а, б и в показана схема следящего сервоустройства, а на фиг. 2, г — примерная его характеристика. В зависимости от положения органа управления перемещается золотник командного органа, меняется проходное сечение окна, через которое поступает рабочий агент, и одновременно меняется проходное сечение окна, сообщающегося с атмосферой. Следовательно, каждому положению педали соответ-



Фиг. 2. Принципиальная схема следящего сервоустройства и его характеристика: а — орган управления включен полностью; б — орган управления выключен; в — промежуточное положение; г — вид характеристики следящего сервоустройства; А — свободный ход педали.

ствует вполне определенное соотношение открытых проходных сечений и определенное значение давления, действующего на поршень сервомотора. Давление на поршень сервомотора и положение поршня определяются положением педали („следят“ за положением педали).

Включающее устройство нельзя сделать следящим, даже если сечение впускного окна будет зависеть от поворота педали. В этом случае с изменением открытия впускного окна будет меняться лишь время, необходимое для того, чтобы давление в сервомоторе стало равно подводимому давлению. При любой степени открытия окна давление в сервомоторе сравняется с подводимым давлением (быстрее или медленнее) и включающее усилие сервомотора достигает максимума при любом положении золотника, пропускающего рабочий агент к сервомотору.

Таким образом, принцип работы сервоустройства в целом независимо от вида рабочего агента определяется схемой командного органа.

Особенно часто применяют следящие сервоустройства в приводах управления сцеплением, приводах тормозов, в сложных автоматических системах переключения передач, где следящие устройства работают в сочетании с включающими, и т. д. Кроме приводов управления, следящие сервоустройства нашли применение в станкостроении и других отраслях промышленности. Однако специфические особенности следящих сервоустройств автомобильного типа позволяют выделить последние для самостоятельного изучения.

Характерный для автомобильных следящих устройств способ осуществления „следящего“ принципа заключается в следующем: при независимом перемещении педали или рычага устанавливается определенное положение золотника (или клапана) командного органа, а следовательно, величина давления, подводимого к сервомотору. От величины давления зависит положение поршня и усилие, развиваемое сервомотором. Таким образом, перемещение поршня сервомотора является сложной функцией первоначального независимого перемещения органа управления.

Функциональная зависимость устанавливается в командном органе, поэтому на нем должно быть сосредоточено основное внимание при изучении следящих устройств; однако для анализа работы последних необходимо рассмотрение работы всех основных элементов устройства и установление их характеристик.

## ОРГАН УПРАВЛЕНИЯ И ЕГО СВЯЗЬ С КОМАНДНЫМ ОРГАНОМ

### Характеристика органа управления

Орган управления создает начальное перемещение, являющееся тем независимым переменным параметром, за изменением которого „следит“ сервоустройство.

В изолированном следящем сервоустройстве органом управления обычно бывает педаль или рычаг, и тогда независимым переменным параметром является угол поворота педали или рычага. Если следящее устройство включено в автоматическую систему, то органом управления может быть центробежный регулятор, любое другое регулирующее устройство, тяга, трос, рычаг и т. д.

Связь органа управления с командным органом может быть осуществлена по различным схемам, и, соответственно, столь же разнообразен характер зависимости перемещения золотника (или клапана) командного органа от изменения независимого параметра органа управления. Функция, характеризующая изменение положения золотника или клапана командного органа в зависимости от изменения независимого параметра органа управления, называется характеристикой органа управления.

На фиг. 3 и 4 показаны наиболее часто встречающиеся схемы связи органа управления с командным органом. Рассмотрим эти схемы и их характеристики.

Схема 1-я (фиг. 3, а). Орган управления — педаль или рычаг. Независимый переменный параметр — угол поворота педали  $\alpha^\circ$ . Педаль связана с командным органом механической передачей с передаточным

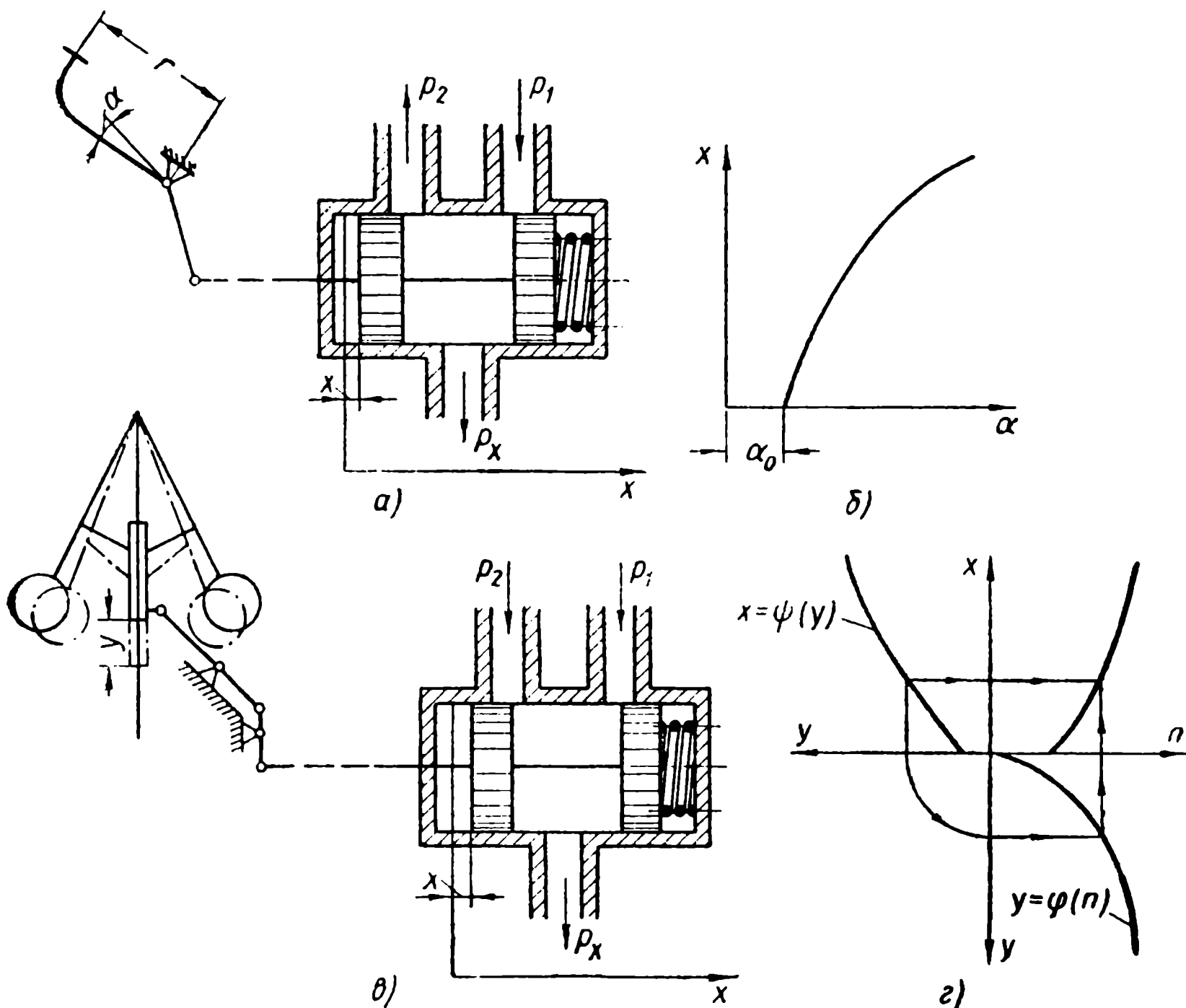
отношением  $i$ . В общем случае передаточное отношение является некоторой функцией угла поворота педали:  $i = i(\alpha)$ , и характеристику органа управления можно выразить уравнением

$$x = \frac{\pi r (\alpha - \alpha_0) i(\alpha)}{180}, \quad (1)$$

где  $r$  — радиус поворота педали или рычага;

$\alpha$  — угол поворота педали или рычага в градусах;

$\alpha_0$  — угол поворота педали, при котором происходит устранение зазоров и золотник командного органа не перемещается, в градусах.



Фиг. 3. Простейшие схемы связи органа управления с командным органом.

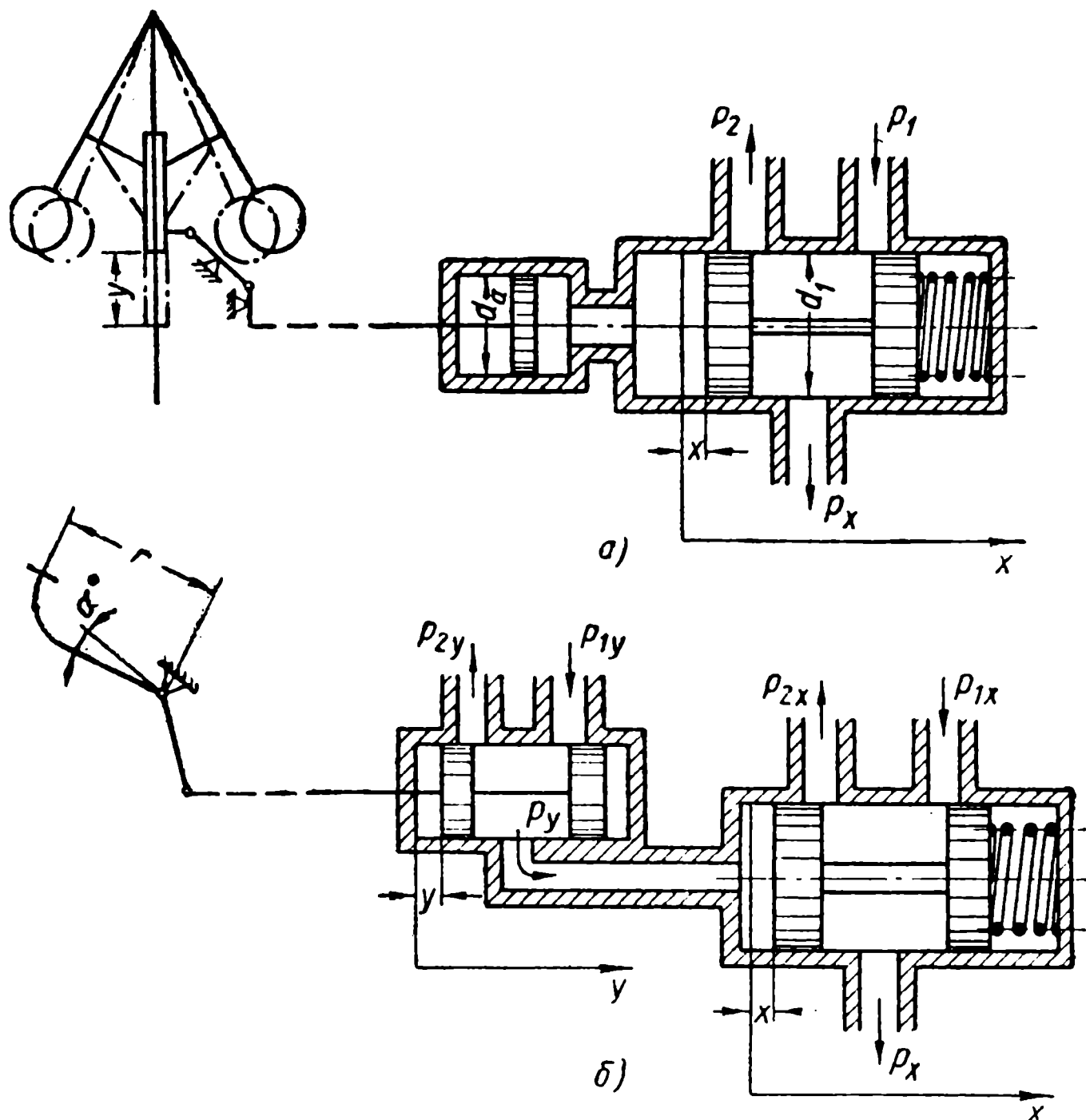
В частном случае, когда  $i = \text{const}$  и не зависит от  $\alpha^\circ$ , характеристика органа управления может быть представлена некоторым графиком (фиг. 3, б).

Схема 2-я (фиг. 3, в). Орган управления — центробежный регулятор, муфта которого связана механической передачей (передаточное отношение  $i$ ) с золотником командного органа. Независимым переменным параметром является число оборотов центробежного регулятора  $n$ .

Характеристика органа управления определяется уравнением

$$x = i \cdot y, \quad (2)$$

где  $y \equiv y(n)$  — характеристика центробежного регулятора. Характеристику органа управления можно построить графически, как показано на фиг. 3, 2. В четвертом квадранте наносят характеристику регулятора, которая чаще всего и бывает задана графиком, во втором квадранте — характеристику механической передачи от органа управления к командному органу. По двум имеющимся кривым в третьем квадранте строят искомую характеристику органа управления.



Фиг. 4. Схемы связи органа управления с командным органом.

Схема 3-я (фиг. 4, а). Аналогична схеме 2, но между центробежным регулятором и командным органом, кроме механической передачи, имеется промежуточный цилиндр. Характеристика органа управления

$$x = \frac{id_a^2}{d_1^2} y(n). \quad (3)$$

Графический способ построения характеристики органа управления соответствует описанному для схемы 2.

В схемах 2 и 3 вместо центробежного регулятора может быть любое регуляторное устройство, характеристика которого задана аналитически или графиком. При этом метод определения характеристики органа управления не меняется, лишь вместо характеристики центробежного регулятора используют характеристику применяемого регуляторного устройства.

Возможна также схема, аналогичная схеме 3, но с педалью или рычагом в качестве командного органа.

Если передаточное отношение механической передачи  $i = i(\alpha^\circ)$ , то характеристика органа управления

$$x = \frac{\pi r d_a^2 (\alpha - \alpha_0) i(\alpha)}{180 d_1^2}, \quad (4)$$

где  $d_a$  — диаметр промежуточного цилиндра;

$d_1$  — диаметр торца золотника командного органа.

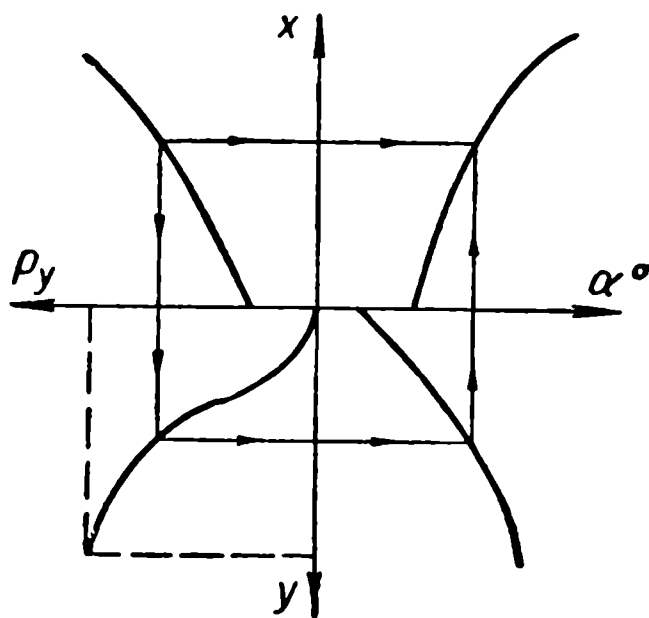
Схема 4-я (фиг. 4, б). Орган управления — педаль или рычаг. Педаль связана механической передачей с золотником вспомогательного командного органа. Результирующее давление вспомогательного командного органа подводится к торцу золотника основного командного органа и перемещает его.

Аналитические выражения характеристик органов управления, выполненных по схеме 4 и аналогичным ей, весьма громоздки и не всегда определяемы. Для получения характеристик удобнее пользоваться графическим методом. Для графического построения характеристик органа управления надо провести оси координат, как показано на фиг. 5. В четвертом квадранте построить характеристику механической передачи от органа управления к промежуточному элементу, в третьем квадранте — характеристику промежуточного элемента (вспомогательного командного органа для схемы 4), а во втором квадранте — зависимость перемещения золотника основного командного органа от давления промежуточного элемента. В первом квадранте по имеющимся трем кривым находят графически искомую характеристику органа управления.

Рассмотренные схемы безусловно не охватывают всего разнообразия возможных вариантов их. Однако предложенный графический способ определения характеристики органа управления по характеристикам элементов связи может быть использован для любого органа управления и схемы связи его с командным органом по аналогии с разобранными схемами.

## КОМАНДНЫЙ ОРГАН СЛЕДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Командным органом в гидравлических, пневматических и вакуумных следящих системах является золотниковое или клапанное устройство, принципиальная схема которого показана на фиг. 6. В каждом устройстве подобного рода имеется полость, заполненная непрерывно протекающим рабочим агентом. Через впускное окно 1 подводят рабочий агент под давлением  $p_1$ . Выпускное окно 2 соединено с атмосферой

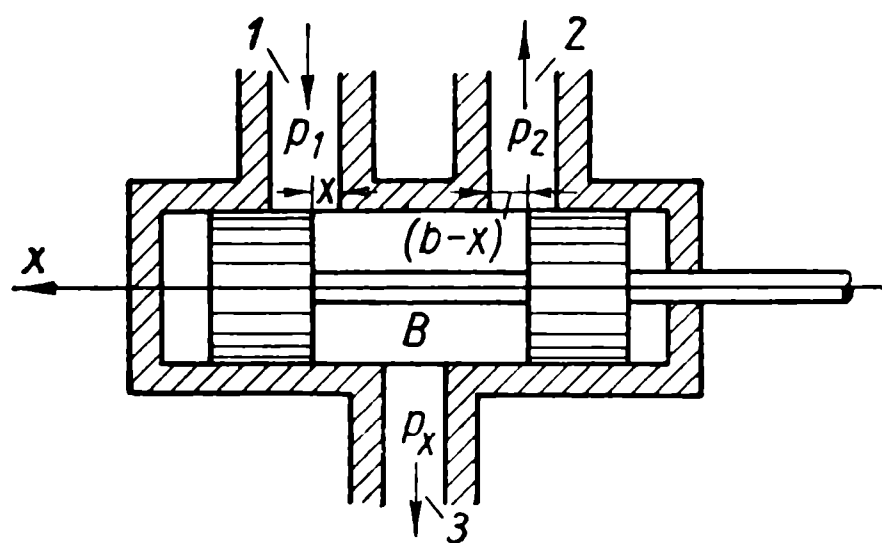


Фиг. 5. Графический метод построения характеристики командного органа.

$p_2 = 1 \text{ кг/см}^2$ . В камере  $B$  создается некоторое результирующее давление  $p_x$ , зависящее от соотношения проходных сечений впускного и выпускного окон.

Результирующее давление отводят через окно 3 к сервомотору. Соотношение проходных сечений впускного и выпускного окон определяется положением золотника, связанного с органом управления. Будем везде в дальнейшем обозначать перемещение золотника через  $x$ . Зависимость результирующего давления  $p_x$  от положения золотника  $x$  характеризует работу командного органа на установившихся режимах и поэтому может быть названа статической характеристикой командного органа<sup>1</sup>.

Установившийся режим в двойном дросселирующем устройстве, схема которого дана на фиг. 6, характеризуется неизменным положением золотника, при котором равнове-



Фиг. 6. Принципиальная схема командного органа.

сие системы определяется равенством притока рабочего агента через впускное окно и расхода его через выпускное окно. Несмотря на то что принцип работы подобного устройства не зависит от того, какой рабочий агент подводят через впускное окно — жидкость под давлением, сжатый или разреженный воздух, — законы истечения через малое отверстие для каждой среды различны. Поэтому статические ха-

рактеристики командного органа следящего сервоустройства гидравлической, пневматической и вакуумной системы также различны.

Для гидравлической системы командного органа уравнение установившегося режима имеет вид

$$m a^2 = \frac{p_x - p_2}{p_1 - p_x}, \quad (5)$$

где  $p_1$  — давление жидкости, подводимой через впускное окно;

$p_2$  — давление за выпускным окном;

$p_x$  — результирующее давление, отводимое к сервомотору.

$$a = \frac{f_1}{f_2},$$

где  $f_1$  — площадь открытого сечения впускного окна;

$f_2$  — площадь открытого сечения выпускного окна;

$$m = \left( \frac{\mu_1}{\mu_2} \right)^2,$$

$\mu_1$  — общий коэффициент расхода через впускное окно;

$\mu_2$  — общий коэффициент расхода через выпускное окно.

<sup>1</sup> Название „статическая“ — условное, так как в действительности при этом происходит непрерывное движение рабочего агента.

Величину  $m = \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^2$  назовем относительным коэффициентом истечения.

Индексом 1 будем обозначать все величины, характеризующие истечение через впускное окно, а индексом 2 — все величины, относящиеся к истечению через выпускное окно.

Так как обычно истечение происходит в область с атмосферным давлением, то  $p_2 = 1 \text{ кг/см}^2$  и уравнение (5) принимает вид

$$ma^2 = \frac{p_x - 1}{p_1 - p_x}. \quad (6)$$

Проходные сечения  $f_1$  и  $f_2$  зависят от положения  $x$  золотника, поэтому

$$a = f_1(x)/f_2(x) = a(x),$$

т. е.  $a$  зависит от формы и размеров окон, а также от степени открытия впускного и выпускного окон в каждый данный момент. Относительный коэффициент истечения  $m$  также зависит от формы и размера окон и значения  $x$ . Относительный коэффициент истечения не может быть определен аналитически, и его устанавливают только экспериментальным путем. Поэтому под  $m$  будем подразумевать некоторую функцию от  $x$ .

Таким образом, вся левая часть уравнения (6) зависит от конструктивной схемы командного органа и является функцией положения золотника. Величину, определяемую выражением  $ma^2$ , назовем конструктивным фактором.

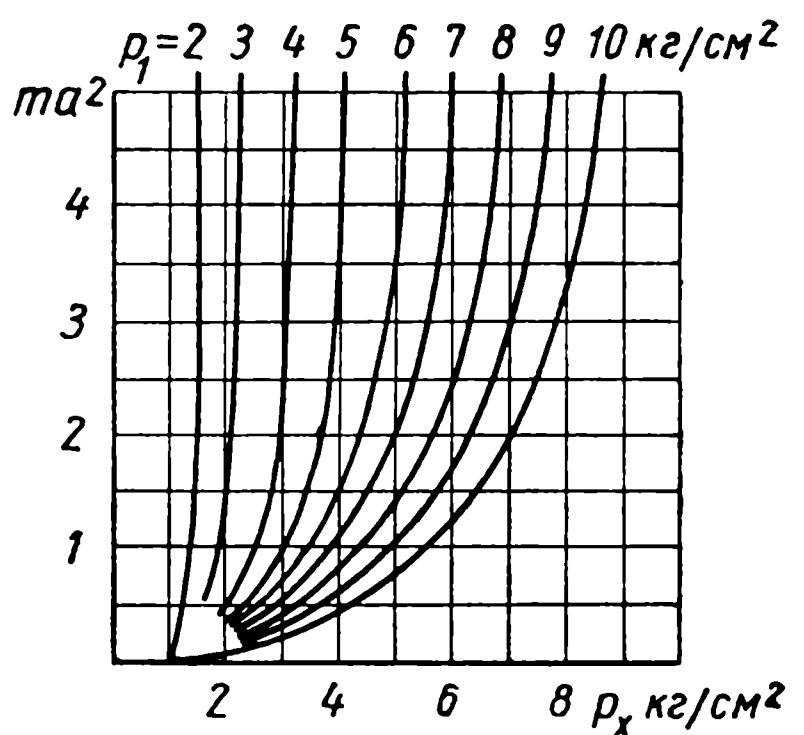
Величина подводимого давления постоянна для каждой конструкции или меняется в незначительных пределах. Следовательно, выражение (6) характеризует связь между величинами  $p_x$  и  $x$  в неявной форме и может быть названо статической характеристикой командного органа в неявной форме.

Выражение (6) может быть решено относительно  $p_x$ :

$$p_x = \frac{1 + ma^2 p_1}{1 + ma^2}, \quad (7)$$

и в таком виде называется статической характеристикой командного органа гидравлической системы любой конструкции. Это же выражение в форме  $p_x = \varphi(x)$ , написанное для конкретной конструкции, является статической характеристикой данного командного органа.

На фиг. 7 построено семейство кривых, выражающих зависимость  $p_x$  от  $ma^2$  при различных значениях  $p_1$ , для командного органа гидравлического следящего сервоустройства любой конструкции.



Фиг. 7. Статические характеристики командного органа гидравлического следящего устройства.

В пневматической и вакуумной сервосистеме выражение статической характеристики зависит от величины подводимого давления и положения золотника, так как выражение величины расхода рабочего агента через окно зависит от перепада давления. Процесс истечения через впускное и выпускное окна с некоторым приближением можно считать адиабатическим, характеризуемым зависимостью  $p = v^k = \text{const}$ . Для воздуха показатель адиабаты  $k = 1,4$ ; критическое давление при адиабатическом процессе для воздуха  $p_{кр} = 0,528p$ , где  $p$  — давление среды, откуда происходит истечение.

При сверхкритическом истечении расход не зависит от давления среды, в которую происходит истечение. При докритическом истечении расход определяется как давлением среды, откуда происходит истечение, так и давлением среды, в которую происходит истечение.

В командном органе пневматического и вакуумного сервоустройства в зависимости от величины подводимого давления и положения золотника в каждом из окон возможен сверхкритический или докритический перепад давлений. Следовательно, в командном органе возможны четыре варианта прохождения рабочего агента.

Для пневматической системы варианты прохождения рабочего агента следующие:

- |      |   |  |
|------|---|--|
| I.   | $\left. \begin{array}{l} p_x \leq 0,528p_1 \\ p_2 \leq 0,528p_x \end{array} \right\}$ | В обоих окнах истечение сверхкритическое                                 |
| II.  | $\left. \begin{array}{l} p_x \leq 0,528p_1 \\ p_2 > 0,528p_x \end{array} \right\}$    | Во впускном окне истечение сверхкритическое, в выпускном — докритическое |
| III. | $\left. \begin{array}{l} p_x > 0,528p_1 \\ p_2 \leq 0,528p_x \end{array} \right\}$    | Во впускном окне истечение докритическое, в выпускном — сверхкритическое |
| IV.  | $\left. \begin{array}{l} p_x > 0,528p_1 \\ p_2 > 0,528p_x \end{array} \right\}$       | В обоих окнах истечение докритическое                                    |

В дальнейшем пневматическую систему командного органа, в котором истечение происходит по варианту I, будем обозначать индексом I и называть „пневматическая система I“. Аналогично будем обозначать остальные варианты истечения — II, III и IV.

Для каждого из указанных четырех вариантов условий истечения выражения уравнений равновесия, определяемого из условия равенства прихода через впускное и расхода через выпускное окно, — различны. Для пневматической системы I неявная статическая характеристика командного органа может быть выражена уравнением

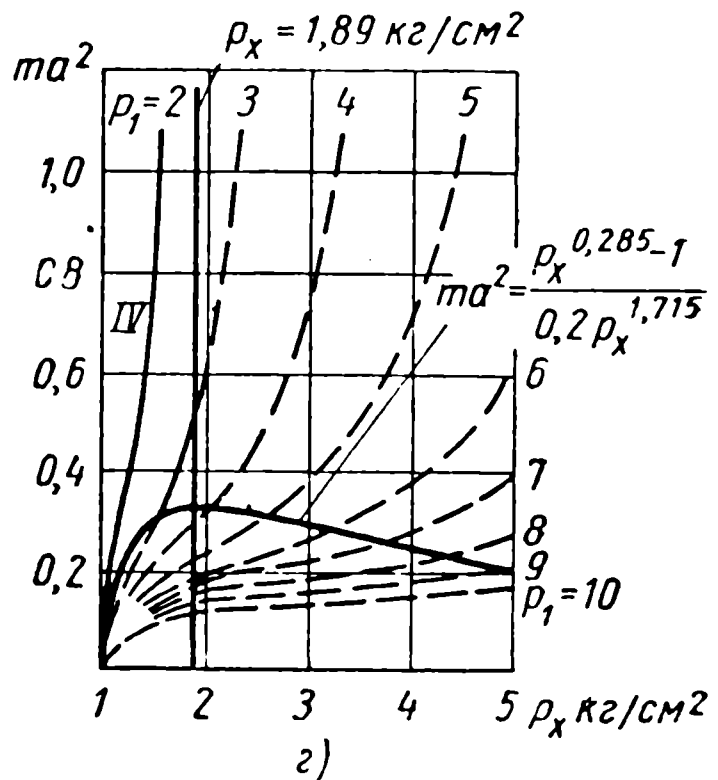
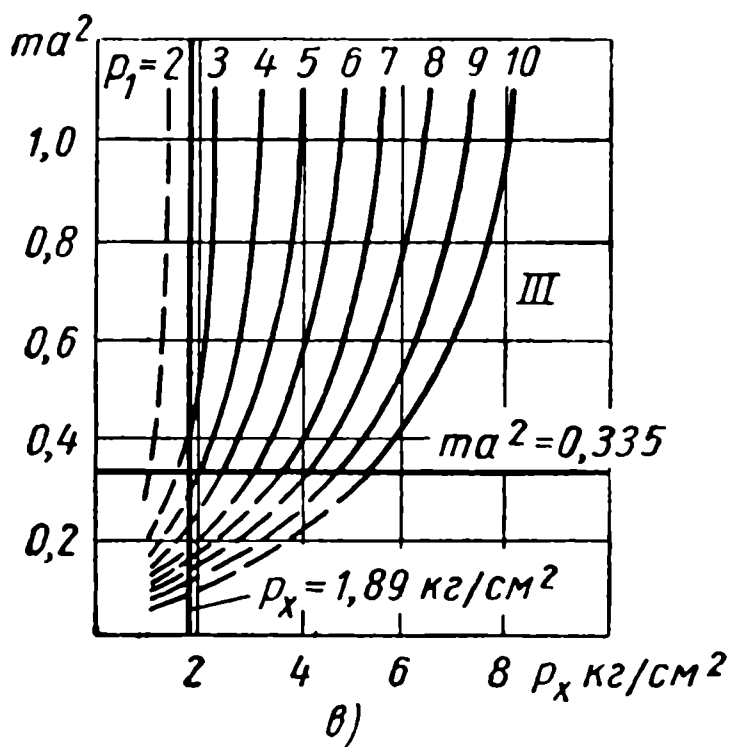
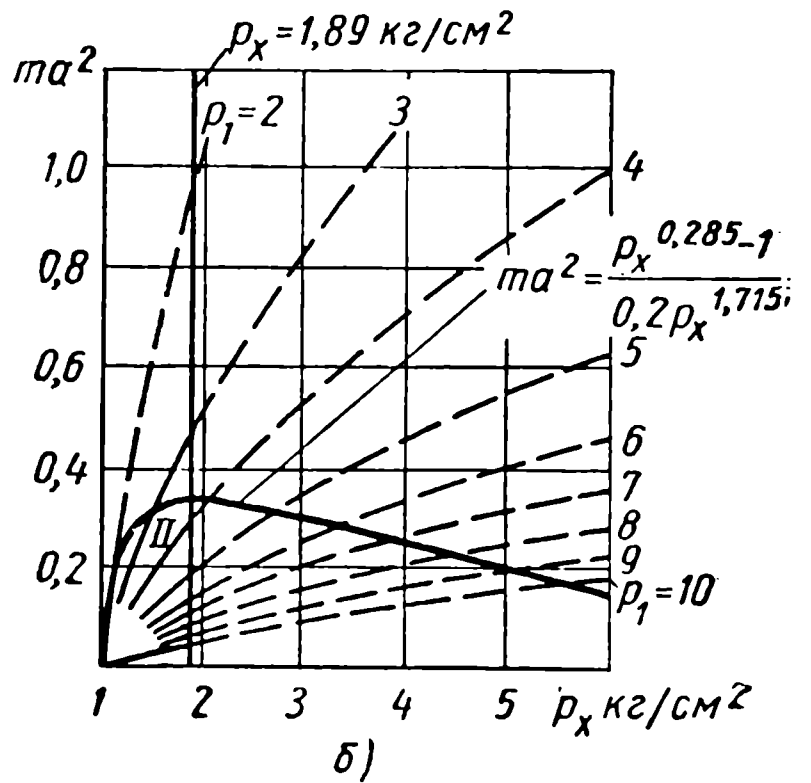
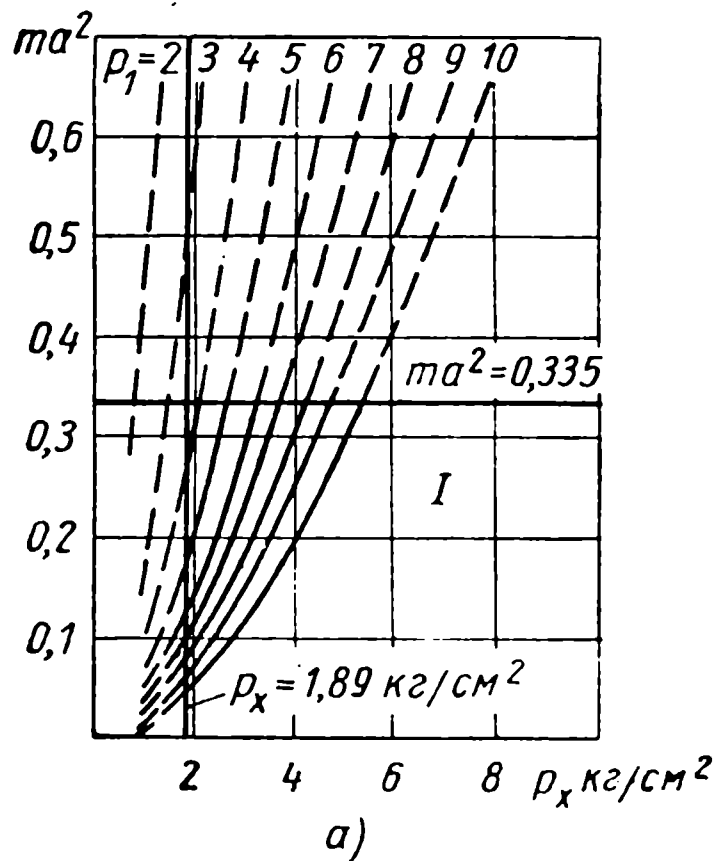
$$ma^2 = \left( \frac{p_x}{p_1} \right)^{1,715} \quad (8)$$

Это уравнение определяет семейство кривых (фиг. 8, а), представляющих зависимость результирующего давления  $p_x$  от конструктивного фактора  $ma^2$  при различных значениях  $p_1$ . Однако эта зависимость сохраняется лишь при определенном соотношении между величинами  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_x$  — варианта I. Из неравенств, определяющих вариант I истече-

ния, и выражения (8), зная, что  $P_2 = 1 \text{ кг/см}^2$ , нетрудно найти границы действия уравнения (8); оно действительно при

$$\left. \begin{aligned} p_x &> 1,89 \text{ кг/см}^2, \\ ma^2 &\leq 0,335. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Эти границы, будучи нанесены на графике фиг. 8, а, отсекают область I, в пределах которой неявная статическая характеристика



Фиг. 8. Статические характеристики командного органа пневматического следящего устройства.

командного органа пневматической системы I имеет вид, определяемый уравнением (8).

Аналогичным путем можно определить, что для пневматической системы II неявная статическая характеристика выражается уравнением

$$ma^2 = \frac{p_x^{0.285} - 1}{0,067 p_1^{1,715}} \quad (10)$$

а уравнения границ действия

$$p_x < 1,89 \text{ кг/см}^2,$$

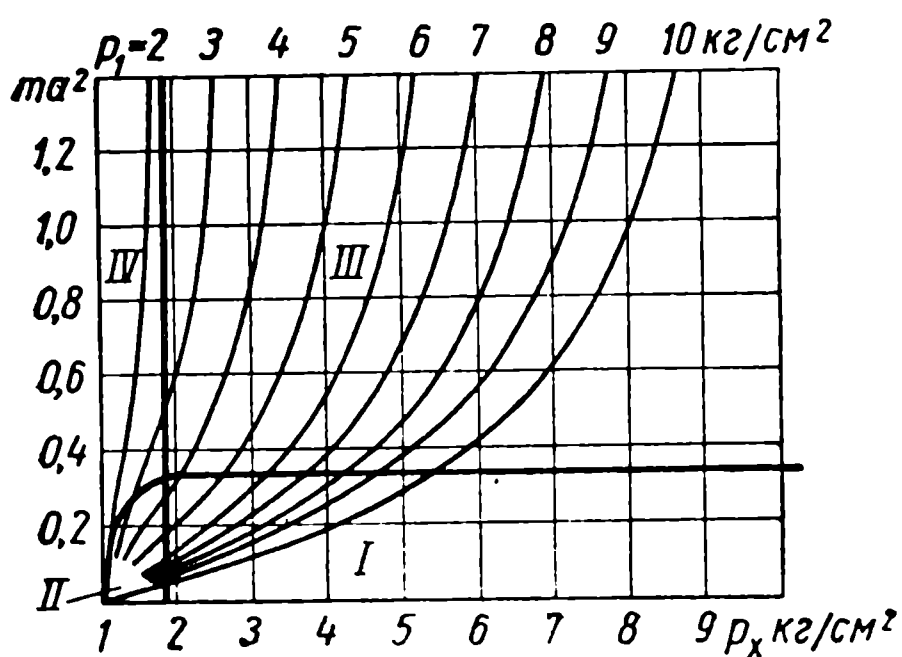
$$ma^2 \leq \frac{p_x^{0,285} - 1}{0,2p_x^{1,715}}. \quad (11)$$

Неявные статические характеристики и уравнения границ их действия приведены ниже:

для пневматической системы III:

$$ma^2 = \frac{0,067 p_1^{0,285}}{p_1^{0,285} - p_x^{0,285}} \quad (12)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } p_x > 1,89 \text{ кг/см}^2, \\ ma^2 > 0,335; \end{array} \right\} \quad (13)$$



Фиг. 9. Полные статические характеристики командного органа пневматической системы в неявной форме.

для пневматической системы IV:

$$ma^2 = \frac{p_x^{0,285} - 1}{p_x^{1,43} (p_1^{0,285} - p_x^{0,285})} \quad (14)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } p_x \leq 1,89 \text{ кг/см}^2, \\ ma^2 > \frac{p_x^{0,285} - 1}{0,2p_x^{1,715}} \end{array} \right\} \quad (15)$$

Графики зависимости  $p_x$  от конструктивного фактора  $ma^2$  при различном значении подводимого давления  $p_1$  с нанесенными на них границами действия показаны соответственно для пневматических систем II, III и IV на фиг. 8, б, в и г. Отрезки неявных статических характеристик, лежащие в пределах границ их действия (сплошные линии на фиг. 8), могут быть названы частичными характеристиками командного органа пневматической системы.

Совместив частичные характеристики на одном графике (фиг. 9), можно получить полные неявные статические характеристики командного органа пневматической системы, выражающие зависимость  $p_x$  от  $ma^2$  во время всего процесса истечения. Все поле графика при этом разбито на области, соответствующие четырем возможным вариантам соотношений давлений. Отрезки частичных характеристик, соединяясь на границах, образуют сплошные кривые, переходящие из одной области в другую по мере изменения условий истечения (перепада давлений в обоих окнах), вызванных изменением давления  $p_x$ .

Моменты перехода кривой через границу соответствуют такому значению результирующего давления, при котором во впускном или сливном окне устанавливается критическое соотношение давлений.

Аналитическое выражение частичной статической характеристики в явной форме может быть написано для командного органа пневматической системы I, II и III.

Пневматическая система I:

$$p_x = m^{0,583} a^{1,166} p_1. \quad (16)$$

Пневматическая система II:

$$p_x = (1 + 0,067 m a^2 p_1^{1,715})^{3,51}. \quad (17)$$

Пневматическая система III:

$$p_x = p_1 \left( \frac{m a^2}{0,067 + m a^2} \right)^{3,51}. \quad (18)$$

Уравнение (14), дающее аналитическое выражение неявной частичной статической характеристики командного органа пневматической системы IV, иррационально относительно  $p_x$ , поэтому получить выражение статической характеристики в явной форме нельзя.

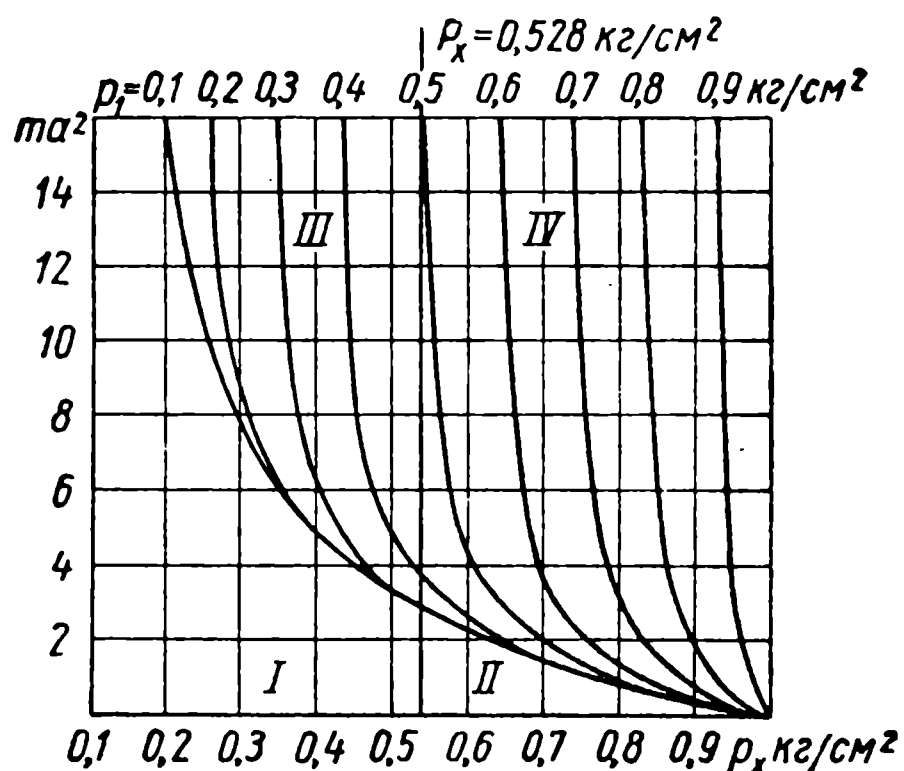
Полные статические характеристики в неявной форме можно получить только графически на основании построенных частичных характеристик.

**Вакуумная система.** В командном органе вакуумной системы также возможны четыре варианта соотношений величин давлений  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_x$  и поэтому, как и для пневматической системы, могут быть найдены выражения неявных и явных частичных статических характеристик командного органа и границ их действия (см. таблицу), а также построены графически полные статические характеристики в неявной форме (фиг. 10).

Сравнивая аналитические выражения статической характеристики командного органа гидравлической системы и частичных статических характеристик командного органа пневматической и вакуумной систем в неявной форме, легко заметить, что для любой системы командного органа зависимость результирующего давления от конструктивного фактора может быть выражена в общем виде

$$m a^2 = F(p_x, p_1). \quad (19)$$

В этом выражении левая часть определяется конструктивной схемой командного органа, формой и размерами окон и положением золотника, т. е. является некоторой функцией  $x$ , не зависящей от вида рабочего агента и перепада давления. Правая часть уравнения представляет собой некоторую функцию от  $p_x$  и  $p_1$ , зависящую от рабочего агента, а в пневматической и вакуумной системах — от соотношения величин давления  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_x$ . В явном виде зависимость результирующего



Фиг. 10. Полные статические характеристики командного органа вакуумной системы в неявной форме.

## Статические характеристики командного органа и границы их действия

Вариант истечения для вакуумной системы	Условия истечения	Неявная статическая характеристика	Статическая характеристика	Выражение границ действия
I	$\left. \begin{aligned} p_1 &\leq 0,528p_x \\ p_x &\leq 0,528p_2 \end{aligned} \right\}$ Истечение в обоих окнах сверхкритическое	$ma^2 = \frac{1}{p_x^{1,715}}$	$p_x = \frac{1}{m^{0,583} a^{1,166}}$	$p_x \leq 0,528 \text{ кг/см}^2$
II	$\left. \begin{aligned} p_1 &\leq 0,528p_x \\ p_x &> 0,528p_2 \end{aligned} \right\}$ Истечение во впускном окне сверхкритическое, а в выпускном — докритическое	$ma^2 = \frac{1 - p_x^{0,285}}{0,067 p_x^{0,285}}$	$p_x = \frac{1}{(1 + 0,067 ma^2)^{3,51}}$	$p_2 > 0,528 \text{ кг/см}^2$
III	$\left. \begin{aligned} p_1 &> 0,528p_x \\ p_x &\leq 0,528p_2 \end{aligned} \right\}$ Во впускном окне истечение докритическое, в выпускном — сверхкритическое	$ma^2 = \frac{0,067}{p_1^{1,43} (p_x^{0,285} - p_1^{0,285})}$	$p_x = \frac{(0,067 + p_1^{1,715} ma^2)^{3,51}}{m^{3,51} a^{7,02} p_1^{5,02}}$	$\left. \begin{aligned} p_x &\leq 0,528 \text{ кг/см}^2 \\ ma^2 &> \frac{1}{p_x^{1,715}} \end{aligned} \right\}$
IV	$\left. \begin{aligned} p_1 &> 0,528p_x \\ p_x &> 0,528p_2 \end{aligned} \right\}$ Истечение в обоих окнах докритическое	$ma^2 = \frac{p_x^{1,43} (1 - p_x^{0,285})}{p_1^{1,43} (p_x^{0,285} - p_1^{0,285})}$	Выражение $ma^2 = \frac{p_x^{1,43} (1 - p_x^{0,285})}{p_1^{1,43} (p_x^{0,285} - p_1^{0,285})}$ иррационально относительно $p_x$	$\left. \begin{aligned} p_x &> 0,528 \text{ кг/см}^2 \\ ma^2 &> \frac{1 - p_x^{0,285}}{0,067 p_x^{0,285}} \end{aligned} \right\}$

давления от перемещения золотника, т. е. его статическая характеристика, может быть написана только в отдельных частных случаях, а именно для командного органа гидравлической системы, если для него относительный коэффициент истечения может быть задан эмпирической формулой.

Полная статическая характеристика командного органа пневматической и вакуумной систем даже в неявной форме может быть определена лишь графическим способом по частичным характеристикам, а зависимость относительного коэффициента  $m = \left( \frac{\mu_1(x)}{\mu_2(x)} \right)^2 = m(x)$  может быть установлена экспериментально и поэтому чаще всего задана графиком. Вследствие этого необходимо применение графического метода определения статической характеристики командного органа, единого для командного органа любой системы и конструкции.

Для графического построения статической характеристики командного органа надо располагать следующими исходными данными:

- 1) системой командного органа (вид рабочего агента);
- 2) величиной подводимого давления  $p_1$ ;
- 3) конструктивной схемой командного органа;
- 4) формой и размером окон (впускного и выпускного);
- 5) для некоторых конструктивных схем командного органа (см. ниже) формой и размером клапанов;
- 6) экспериментальной кривой  $m = m(x)$  (или эмпирической формулой, выражающей зависимость  $m$  от  $x$ ).

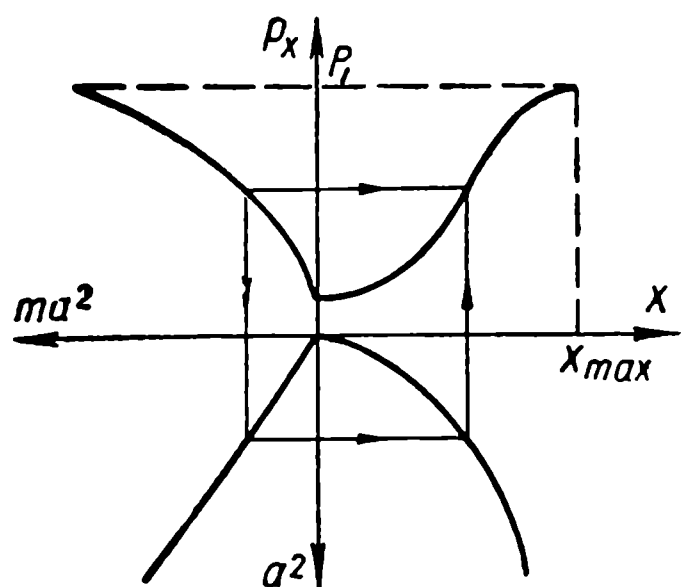
Располагая указанными данными, для построения статической характеристики командного органа можем:

1. Провести координатные оси, как показано на фиг. 11.
2. В четвертом квадранте построить зависимость  $a^2 = \psi(x)$  для соответствующей конструктивной схемы командного органа<sup>1</sup>.

Схемы конструкций командного органа показаны на фиг. 12.

3. В третьем квадранте нанести экспериментально установленную для данной системы и конструкции командного органа зависимость  $a^2 = \varphi(ma^2)$ . В некоторых случаях эта зависимость может быть задана эмпирической формулой, установленной по нескольким экспериментальным графикам.

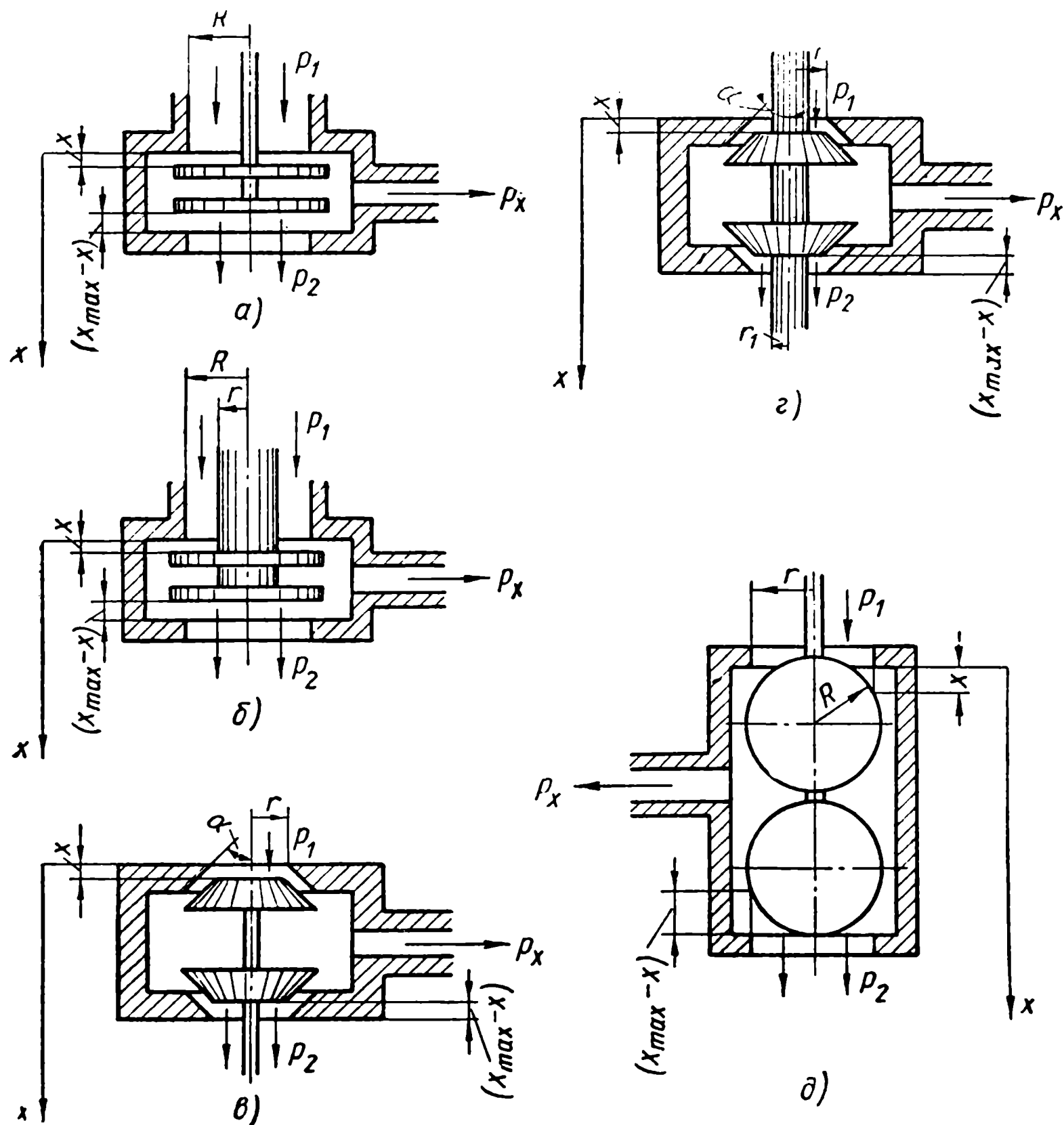
4. Зная вид рабочего агента и величину подводимого давления  $p_1$ , перенести с соответствующего графика (фиг. 7, 9 и 10) во второй квадрант полную статическую характеристику командного органа в неявной форме или построить ее по соответствующим формулам.



Фиг. 11. Графический метод построения статической характеристики командного органа.

<sup>1</sup> Ниже приведены аналитические выражения зависимости для некоторых наиболее распространенных конструкций командного органа, выведенные на основании геометрических соотношений. Для любой другой конструкции такая зависимость может быть легко установлена.

5. По имеющимся трем кривым во втором, третьем и четвертом квадрантах построить графически в первом квадранте кривую, выражающую зависимость  $p_x$  от  $x$  для данного командного органа, т. е. искомую его статическую характеристику.



Фиг. 12. Конструктивные схемы командного органа.

Аналитические выражения зависимости  $a^2 = \psi(x)$  для наиболее распространенных конструкций командного органа имеют следующий вид:

Конструкция 1 — два связанных золотника,двигающихся вдоль цилиндра (см. фиг. 6):

а) окна прямоугольные (фиг. 13, а)

$$a^2 = \left[ \frac{l_1 x}{l_2 (b - x)} \right]^2;$$

б) окна круглые (фиг. 13, б)

$$a^2 = \left[ \frac{\arccos \frac{R-x}{R} \frac{(R-x) \sqrt{R^2 - (R-x)^2}}{R^2}}{\pi - \arccos \frac{R-x}{R} + \frac{(R-x) \sqrt{R^2 - (R-x)^2}}{R^2}} \right]^2.$$

Конструкция 2 — два связанных перемещаемых плоских клапана (фиг. 12, а):

$$a^2 = \frac{x^2}{\left(\frac{r}{2} - x\right)^2}.$$

Конструкция 3 — два связанных плоских клапана с направляющим хвостовиком (фиг. 12, б):

$$a^2 = \frac{4r^2x^2}{(r^2 - r_1^2 - 2rx)}.$$

Конструкция 4 — два связанных конических клапана (фиг. 12, в):

$$a^2 = \left[ \frac{2rx + x^2 \sin \alpha \cos \alpha}{2r(x_{\max} - x) + (x_{\max} - x)^2 \sin \alpha \cos \alpha} \right]^2,$$

где  $x_{\max} = 2r \frac{\sqrt{1 + \cos \alpha} - 1}{\sin 2\alpha}$ .

Конструкция 5 — два связанных конических клапана с направляющим хвостовиком (фиг. 12, г):

$a^2$  определяют так же, как для конструкции 4,

$$x_{\max} = 2 \left( \frac{\sqrt{r^2(1 + \cos \alpha) - r_1^2 \cos \alpha - r}}{\sin 2\alpha} \right).$$

Конструкция 6 — два связанных шариковых клапана (фиг. 12, д):

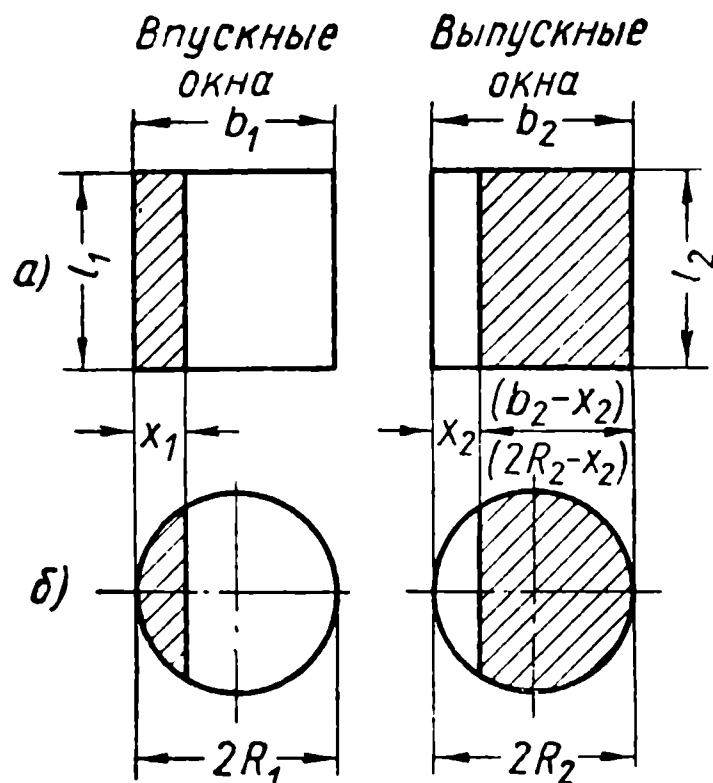
$$a^2 = \left\{ \frac{(x^2 - 2x\sqrt{R^2 - r^2})\sqrt{R^2 + (x_{\max} - x)} + 2(x_{\max} - x)\sqrt{R^2 - r^2}}{[(x_{\max} - x)^2 + (x_{\max} - x)\sqrt{R^2 - r^2}]\sqrt{R^2 - r^2}(R + x)} \right\}^2,$$

где  $x_{\max}$  определяют из уравнения

$$r\sqrt{R^2 - x_{\max}^2} + 2x_{\max}\sqrt{R^2 - r^2} = x_{\max}^2 + 2x_{\max}\sqrt{R^2 - r^2}.$$

На фиг. 14 показан пример, иллюстрирующий графический метод построения статической характеристики командного органа. Командный орган гидравлической системы автоматического переключения одной из автомобильных коробок передач соответствует конструкции 1, б с размерами окон  $r_1 = r_2 = 6$  мм. Подводимое давление  $p_1 = 6$  кг/см<sup>2</sup>. Зависимость  $m = m(x)$  установлена экспериментально.

Анализом установлено, что статическая характеристика командного органа имеет принципиально одинаковый характер независимо от вида рабочего агента, конструкции командного органа и перепада давления. Несмотря на то что общий характер кривой сохраняется, вид ее может быть несколько изменен в зависимости от величины подводимого давления, конструктивной схемы командного органа, формы окон и т. д. Влияние каждого конструктивного параметра и величины подводимого давления было исследовано аналитически и экспериментально подтверждено.

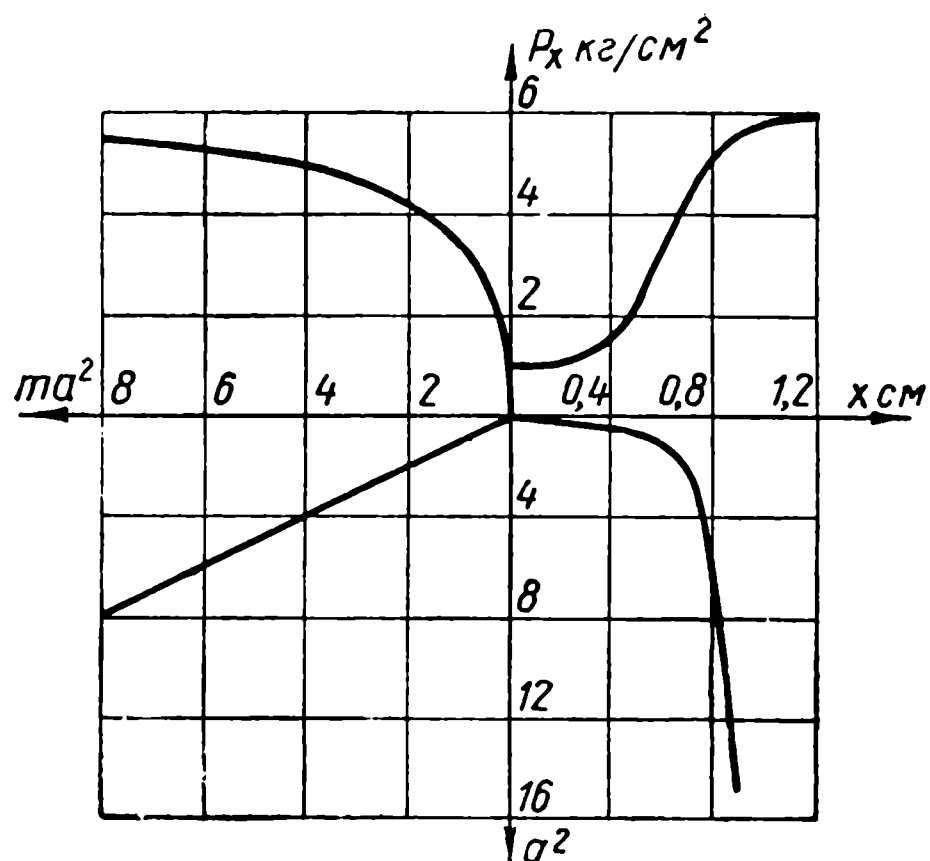


Фиг. 13. Сечения окон командного органа конструктивной схемы 1.

На фиг. 15, а даны статические характеристики пяти командных органов гидравлического следящего устройства различных конструкций. Номера кривых соответствуют номерам конструкций командных органов, перечисленных на стр. 18 и 19. Для возможности сравнения вида характеристик различных командных органов в последних принята одинаковая величина подводимого давления  $p_1 = 5 \text{ кг/см}^2$ ; во всех конструкциях, кроме 1,а, окна круглые  $r_1 = r_2 = 6 \text{ мм}$ . В командном органе конструкции 1,а размеры окон таковы, что площадь их равна площади круглых окон других конструкций, а ширина — диаметру их, т. е.  $b = 12 \text{ мм}$  и  $l = 9,4 \text{ мм}$ .

На фиг. 15, б построены статические характеристики командного органа гидравлической системы, выполненного по конструкции 1, а при

размерах окон  $b_1 = b_2 = 2 \text{ см}$ ,  $l_1 = l_2$  и при подводимом давлении  $p_1 = 6 \text{ кг/см}^2$ .



Фиг. 14. Построение характеристики командного органа гидравлической системы автоматического переключения передач.

Кривая 1 — зависимость результирующего давления от положения золотника при одновременном начале изменения проходных сечений и равномерном их изменении; кривая 2 — зависимость результирующего давления от положения золотника при одновременном начале изменения сечения окон, но при более быстром (в 1,5 раза) открытии впускного окна, чем закрытие выпускного; кривая 3 выражает ту же зависимость также при одновременном начале изменения сечения окон, но при открытии впускного окна, более медленном (в 1,5 раза), чем закрытие выпускного;

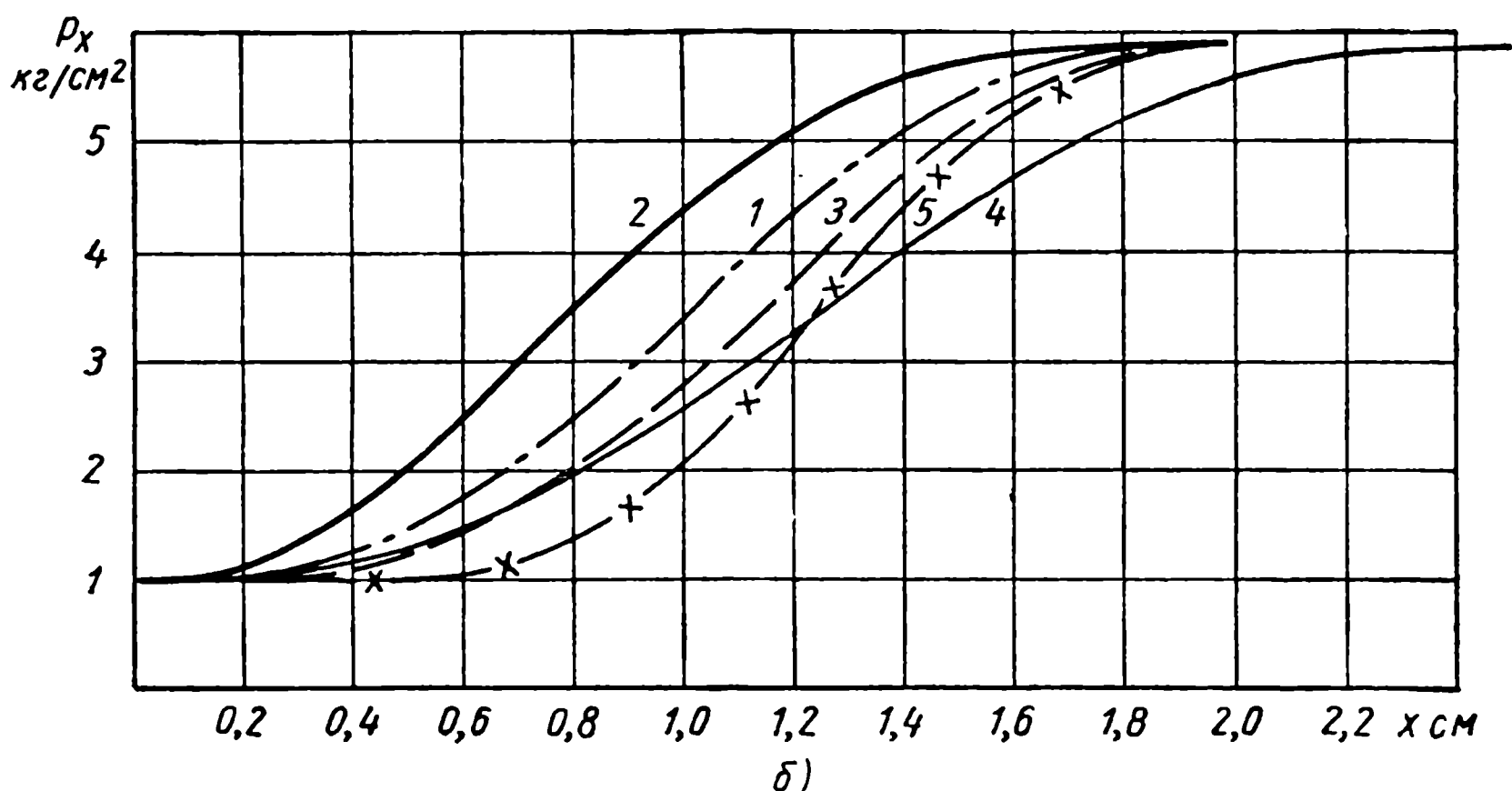
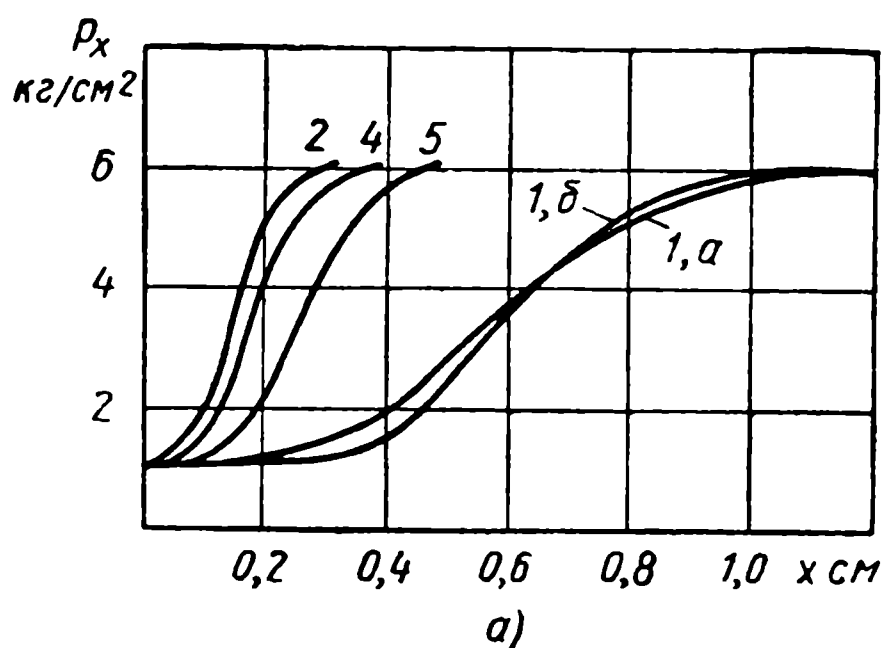
кривая 4 соответствует опережению открытия впускного окна на 0,5 см, а кривая 5 — опережению закрытия выпускного окна на 0,5 см при пропорциональном изменении их сечения. Рассмотрение графиков на фиг. 15 подтверждает возможность изменения в определенных пределах вида характеристики командного органа в зависимости от некоторых факторов при сохранении принципиально подобного протекания кривой.

Следовательно, статическая характеристика, отражающая работу командного органа, может служить для оценки и сравнения различных командных органов.

Для возможности сравнения статических характеристик необходимо ввести какие-либо конкретные параметры, по величине которых можно было бы иметь определенное представление о виде статической характеристики.

В качестве таких параметров удобно пользоваться следующими (фиг. 16).

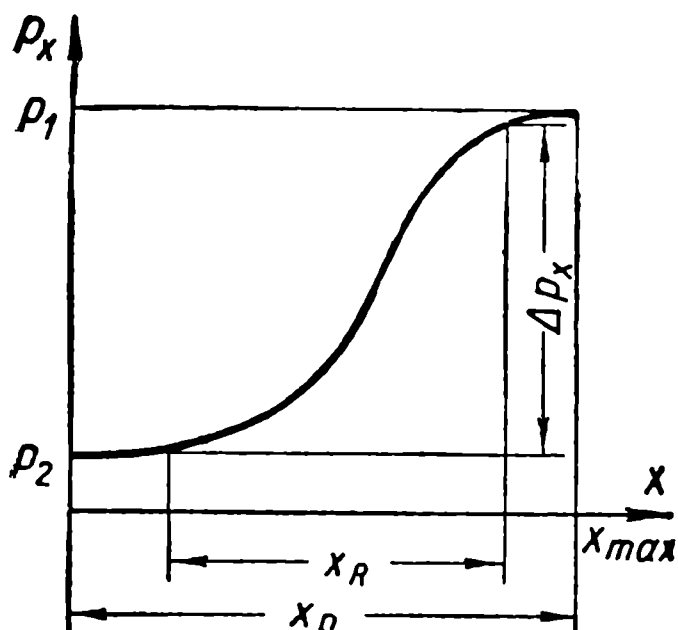
Полный ход золотника (клапана)  $x_p$  — расстояние, проходимое золотником или клапаном с момента начала и до конца изменения проходного сечения хотя бы одного из окон. За исходное положение золотника принимают такое, при котором впускное окно полностью закрыто, а выпускное полностью открыто; при этом  $p_x = p_2 = 1 \text{ кг/см}^2$ . Конечное положение — когда впускное окно полностью открыто, а выпускное полностью закрыто, результирующее давление равно подводимому:  $p_x = p_1$ .



Фиг. 15. Влияние конструктивных параметров на вид характеристики командного органа:

*a* — характеристики командных органов различных конструктивных схем; *b* — характеристики командных органов при различном соотношении изменения сечения окон.

Рабочий ход золотника (клапана)  $x_R$  — перемещение золотника, при котором происходит существенное изменение величины результирующего давления. Существенным изменением результирующего давления можно считать для гидравлической и пневматической систем изменение давления на  $0,25 \text{ кг/см}^2$  на  $1 \text{ см}$  хода золотника (для системы среднего давления  $p_1 = 3 - 6 \text{ кг/см}^2$ ), а для вакуумных систем —  $0,025 \text{ кг/см}^2$  изменения давления на  $1 \text{ см}$  хода золотника. Величина рабочего хода имеет существенное значение для оценки и сравнения командного органа. Чем больше величина рабочего хода, тем легче обеспечить „следящее“ действие командного органа, а



Фиг. 16. Параметры оценки командных органов.

следовательно, и всего сервоустройства. При чрезмерном уменьшении рабочего хода аннулируется „следящее“ действие командного органа и сервоустройство работает как включающее.

Коэффициент использования хода золотника  $\eta$  — отношение его рабочего хода к полному ходу:  $\eta = \frac{x_R}{x_p}$ . Большой коэффициент использования хода золотника является положительным показателем при оценке следящего командного органа.

Средняя крутизна статической характеристики  $\theta_{cp}$  — отношение приращения результирующего давления на интервале рабочего хода золотника к рабочему ходу золотника:  $\theta_{cp} = \frac{\Delta p_r}{x_R}$ ; средняя крутизна характеризует среднюю скорость (по ходу золотника, а не по времени) нарастания результирующего давления.

Местная крутизна статической характеристики  $\theta$  — абсолютное значение первой производной результирующего давления по ходу золотника в каждой точке характеристики:  $\theta = \left| \frac{dp_x}{dx} \right|$ .

Коэффициент неравномерности статической характеристики  $\rho$  — отношение разности максимального и минимального значения местной крутизны на интервале рабочего хода к их полусумме:  $\rho = \frac{2(\theta_{max} - \theta_{min})}{\theta_{max} + \theta_{min}}$ .

Коэффициент неравномерности позволяет судить о нарастании давления в течение рабочего хода золотника. В отдельных случаях равномерность нарастания давления может иметь серьезное значение и может быть задана в технических условиях при проектировании.

Влияние величины подводимого давления и конструктивных факторов на величину оценочных параметров таково: полный ход золотника может быть увеличен опережением открытия впускного окна и предварительным закрытием выпускного окна; увеличение рабочего хода золотника может быть достигнуто опережением открытия впускного окна, а в гидравлических и пневматических системах — увеличением подводимого давления.

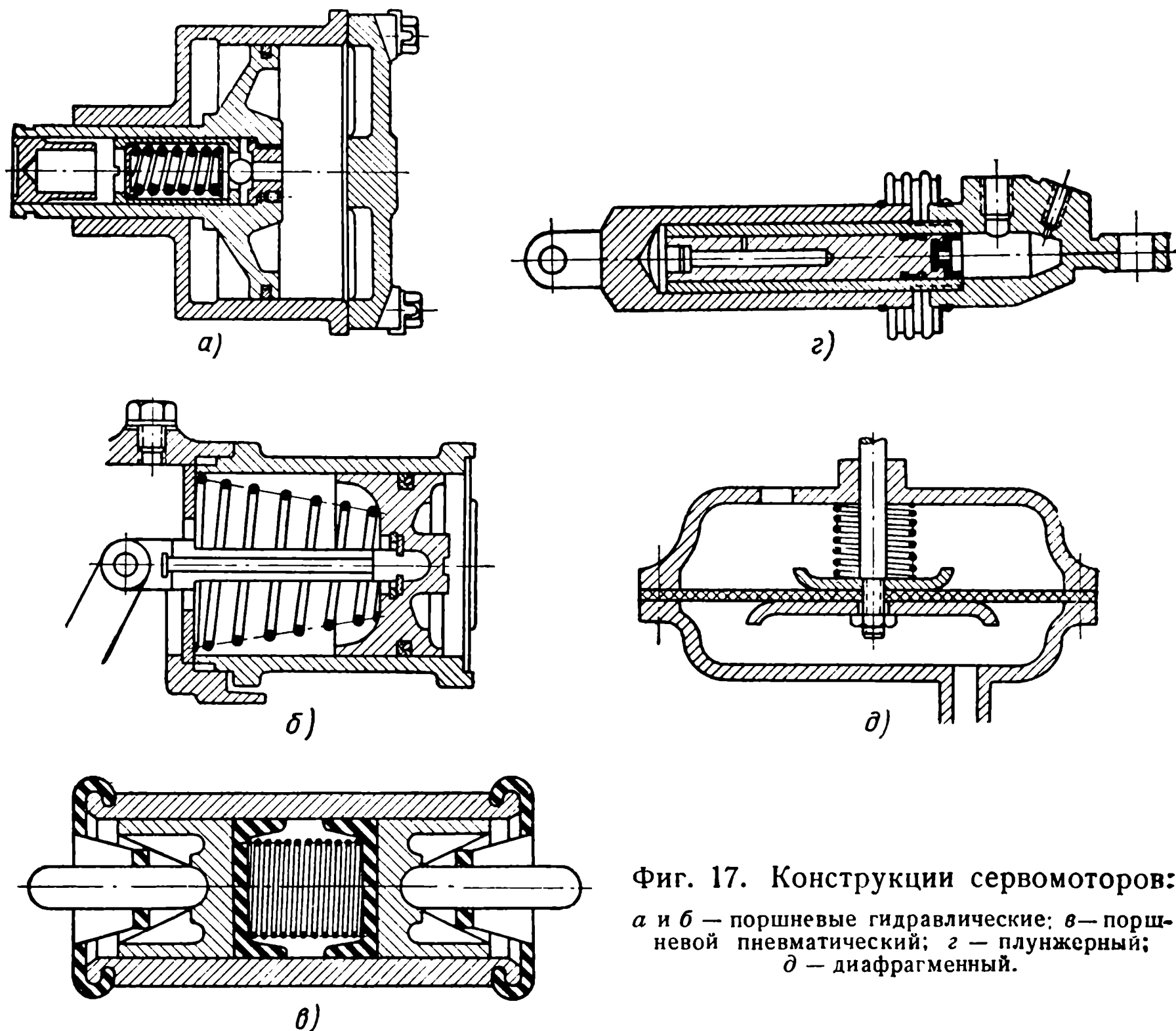
Уменьшить рабочий ход можно предварительным закрытием выпускного окна, а в конструктивной схеме командного органа 1, а — изменением формы окон с прямоугольной на круглую. Коэффициент использования хода золотника в гидравлической и пневматической системах растет с увеличением подводимого давления, а также при предварительном открытии впускного окна и уменьшается при введении предварительного закрытия выпускного окна. Средняя крутизна статической характеристики может быть увеличена предварительным закрытием выпускного окна, неравномерным изменением проходных сечений, а в гидравлических и пневматических системах — повышением подводимого давления. В вакуумной системе увеличение подводимого давления снижает значение средней крутизны статической характеристики; тот же результат при предварительном открытии впускного окна. Аналогично влияние изменяемых факторов на величину коэффициента неравномерности.

Следовательно, при проектировании командного органа, задаваясь различными конструктивными схемами, изменяя величины подводимого давления и отдельных конструктивных размеров, можно получить задан-

ный характер протекания статической характеристики и заданную величину оценочных параметров. При оценке и сравнении существующих конструкций командных органов можно определить примерный характер статических характеристик, не проводя их точного построения, и ориентировочно сопоставить величины оценочных параметров до их точного определения.

## ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Исполнительный орган является последним звеном следящего сервоустройства, создающим силовое воздействие на соответствующие агрегаты (сцепление, тормоза, муфты коробок передач и пр.) и осуще-



Фиг. 17. Конструкции сервомоторов:  
*a* и *б* — поршневые гидравлические; *в* — поршневой пневматический; *г* — плунжерный;  
*д* — диафрагменный.

ствляющим перемещение их деталей. Исполнительным органом служит сервомотор.

Сервомотором принято называть всякий прибор, создающий перестановочную силу при подводе к нему рабочего агента (жидкости, разреженного или сжатого воздуха). Конструкция сервомоторов весьма разнообразна в зависимости от рабочего агента системы, перепада давления и назначения (фиг. 17). В пневматических и гидравлических системах при повышенных требованиях к герметичности применяют сервомоторы

плунжерного типа (фиг. 17, з). В вакуумных системах вследствие малых перепадов давления требования к герметичности сервомоторов более жесткие. Простейшим образом задачу герметизации разрешают с помощью диафрагменных и мембранных сервомоторов (фиг. 17, д) и этим объясняется наиболее частое применение их в вакуумных системах. В гидравлических и пневматических системах чаще всего применяют поршневые сервомоторы (фиг. 17, а, б, в), имеющие значительный ход поршня.

Всякий сервомотор состоит из рабочего органа, воспринимающего перепад давлений (поршень, диафрагма), и силового элемента, воспринимающего внешнюю нагрузку (шток, тяга). Работу, которую может совершить силовой элемент при полном перемещении рабочего органа и при некотором определенном значении подводимого давления, будем называть в дальнейшем работоспособностью сервомотора при данном перепаде давления. Нагрузку, преодолеваемую при этом силовым элементом сервомотора, назовем перестановочной силой сервомотора.

Внешней или нагрузочной характеристикой сервомотора принято называть кривую, выражающую зависимость нагрузки на силовой элемент от положения рабочего органа.

Внешняя характеристика сервомотора полностью определяется объектом, к которому присоединен сервомотор. Например, если сервомотор предназначен для отжатия пружины, то внешняя характеристика определится характеристикой пружины и передачей, связывающей пружину с силовым органом сервомотора. Внешняя характеристика в большинстве случаев может быть определена лишь экспериментально и только в отдельных частных случаях — аналитически.

Внутренней характеристикой сервомотора при определенном давлении называют кривую, показывающую изменение перестановочной силы в зависимости от положения рабочего органа при заданном значении подводимого давления. Внутренняя характеристика сервомотора определяется его конструкцией и внутренними свойствами и совершенно не зависит от характера внешней нагрузки, приложенной к сервомотору.

Внутреннюю характеристику поршневого и плунжерного сервомотора выражают уравнением

$$Q = (p_x - 1) \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (20)$$

где  $Q$  — перестановочная сила в кг;

$p_x$  — подводимое давление (абсолютное) в кг/см<sup>2</sup>;

$D$  — внутренний диаметр цилиндра сервомотора в см;

$d$  — внешний диаметр штока у поршня в см.

Работоспособность поршневого и плунжерного сервомотора  $E$  может быть определена по площади подинтегральной кривой:

$$E = \int_0^H Q dh, \quad (21)$$

где  $H$  — величина полного хода поршня сервомотора в см. Хотя работоспособность сервомотора пропорциональна полному ходу поршня и может быть увеличена путем изменения величины хода поршня, перестановочная сила от хода поршня не зависит. Эти качества являются существенным

преимуществом поршневых и плунжерных сервомоторов, что обуславливает их широкое применение, несмотря на сравнительно высокую стоимость изготовления и трудности сохранения герметичности при износе.

Внутреннюю характеристику диафрагменного сервомотора определяют выражением

$$Q = AF \cdot p_x, \quad (22)$$

где  $AF$  — активная поверхность диафрагмы<sup>1</sup>, а работоспособность

$$E = \int_0^H Q dh. \quad (23)$$

По условиям прочности диафрагмы нельзя использовать ее полный ход и рабочий ход должен быть ограничен небольшой зоной так, чтобы диафрагма находилась в пределах половины максимальных прогибов, т. е. имела рабочий ход в 2 раза меньше полного. Вследствие этого работоспособность диафрагменного сервомотора очень мала, а перестановочная сила равна примерно  $\frac{1}{3} pF$ , т. е.  $A = \frac{1}{3}$ . Для повышения работоспособности диафрагменных сервомоторов и увеличения их перестановочной силы применяют металлические обжимные пластинки. При наличии металлических пластинок, площадь которых не должна превышать 80% площади диафрагмы, перестановочная сила увеличивается вдвое, а работоспособность сервомотора повышается на 60—70%. Диафрагму с металлическими обжимными пластинками называют кольцевой. Ее активную поверхность определяют по выражению

$$AF = \frac{\pi}{3} (R^2 + Rr + r^2), \quad (24)$$

где  $R$  — радиус диафрагмы;

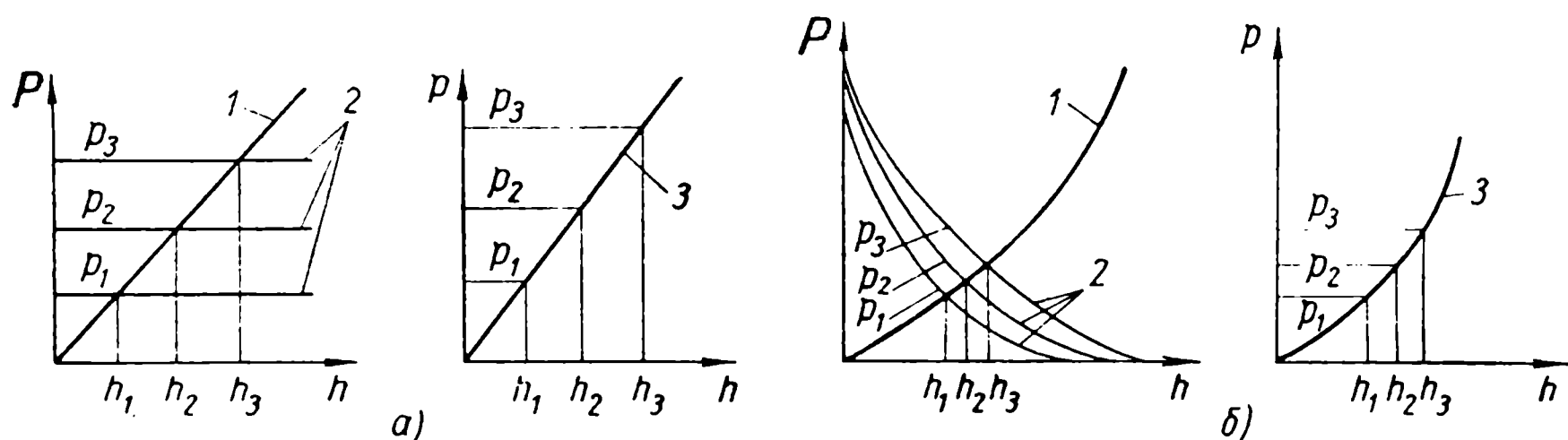
$r$  — радиус обжимной пластинки.

Положение равновесия рабочего органа сервомотора в каждый момент зависит от величины подводимого давления, внешней и внутренней характеристик сервомотора. Кривую, характеризующую изменение положения штока сервомотора в зависимости от изменения подводимого давления, будем называть рабочей характеристикой сервомотора. В сервомоторе, являющемся исполнительным органом следящего сервоустройства, каждому значению подводимого к сервомотору от командного органа давления соответствует определенное положение штока.

Рабочую характеристику сервомотора можно построить графическим способом, располагая внешней и внутренними его характеристиками. Для построения рабочей характеристики надо на график внешней характеристики сервомотора нанести в том же масштабе семейство его внутренних характеристик для различного значения подводимого давления. Точка пересечения внешней характеристики с внутренней для некоторого значения подводимого давления определит положение равновесия штока сервомотора при данном давлении. Найдя несколько таких точек, можно построить рабочую характеристику сервомотора. На фиг. 18, а показано построение рабочей характеристики поршневого сервомотора выключения

<sup>1</sup> Г в и д о В ю н ш, Регуляторы количества и давления, Госэнергоиздат, 1932.

сцепления (сжатие пружины с линейной характеристикой), на фиг. 18, б — аналогичное построение для диафрагменного сервомотора, включающего тормоз. Буквами обозначено:  $P$  — усилие на штоке;  $p$  — подводимое давление и  $h$  — перемещение штока.



Фиг. 18. Графический способ построения рабочей характеристики сервомотора: а — поршневого сервомотора; б — диафрагменного сервомотора; 1 — внешняя характеристика; 2 — внутренние характеристики; 3 — рабочая характеристика.

## ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛЕДЯЩЕГО СЕРВОУСТРОЙСТВА

Назовем статической характеристикой следящего устройства кривую, выражающую зависимость перемещения силового элемента сервомотора от изменения независимого переменного параметра органа управления (угла поворота педали или рычага, оборотов центробежного регулятора и т. д.).

Силовой характеристикой следящего устройства будем называть кривую, характеризующую изменение перестановочной силы сервомотора в зависимости от изменения переменного параметра органа управления. Статическая характеристика выражает зависимость перемещения одного элемента от перемещения другого элемента следящего устройства: перемещение штока сервомотора соответствует, например, перемещению педали (следит за ним). Силовая характеристика выражает зависимость усилия от перемещения: перестановочная сила исполнительного органа соответствует перемещению педали (следит за ним).

Статическую и силовую характеристики следящего устройства можно определить, зная характеристики трех его основных элементов: органа управления, командного органа и органа исполнения. Если бы последние были заданы аналитическими выражениями в виде некоторых функций  $x = f_1(\alpha)$ ,  $p_x = f_2(x)$  и  $h = f_3(p_x)$ , то, решив совместно эти три уравнения, можно было бы определить аналитическую зависимость перемещения штока сервомотора  $h$  от угла  $\alpha$  поворота педали. Однако, так как характеристики органа управления, командного органа и органа исполнения большей частью бывают заданы в виде кривых, естественно для определения характеристик следящего устройства в целом воспользоваться графическим методом.

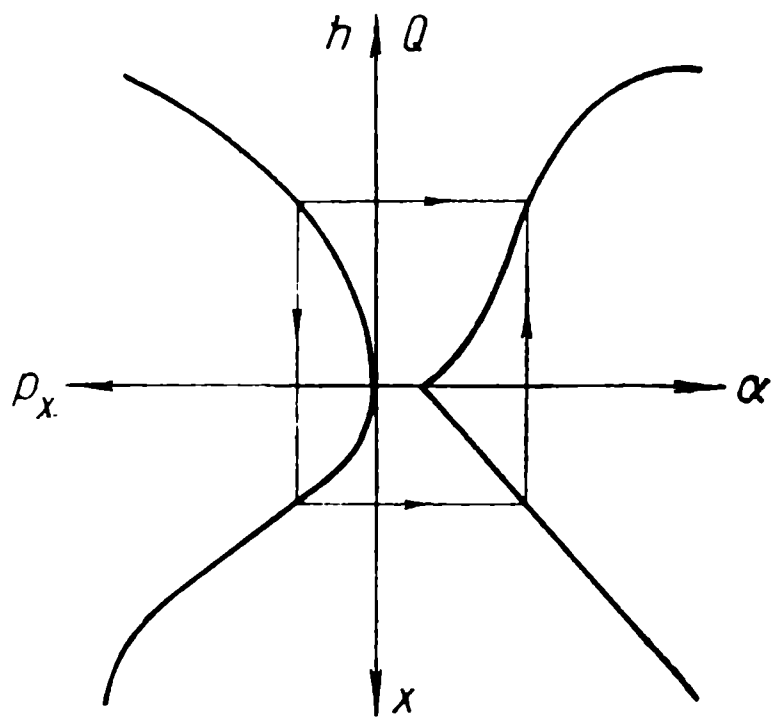
Для построения статической характеристики следящего устройства можно рекомендовать несложный и достаточно точный графический метод, заключающийся в следующем:

1) проводят оси координат, как показано на фиг. 19, причем по оси  $p_x$  откладывают избыточное давление;

2) во втором квадранте строят рабочую характеристику сервомотора;  
 3) в третьем квадранте наносят статическую характеристику командного органа;

4) в четвертом квадранте строят характеристику органа управления;

5) на основании трех имеющихся кривых во втором, третьем и четвертом квадрантах графическим способом строят в первом квадранте зависимость перемещения штока сервомотора от перемещения органа управления, т. е. искомую статическую характеристику. Чтобы определить силовую характеристику следящего устройства, надо, используя внешнюю характеристику сервомотора, нанести на оси ординат по направлению  $h$  значения перестановочной силы  $Q$ , соответствующие перемещениям штока сервомотора. Таким образом, на оси будут нанесены две шкалы: значения перемещения штока сервомотора и соответствующие им значения перестановочной силы сервомотора. Тогда кривая, построенная в первом квадранте, будет представлять собой статическую и силовую характеристики следящего устройства (в разных масштабах).



Фиг. 19. Графический метод построения характеристик следящего устройства.

На фиг. 20, б изображен примерный вид статической и силовой характеристик следящего устройства, схема которого показана на фиг. 20, а. Связь органа управления (педали) с командным органом осуществляют механической передачей с постоянным передаточным отношением  $i$  и промежуточным давлением  $p_a$ . Уравнение характеристики органа управления имеет вид:

$$x = B\alpha^0 - B_0,$$

где

$$B = \frac{\pi r i d_a^2}{180 d_1^2} \text{ и } B_0 = \frac{\pi r i d_a^2}{180 d_1^2} \alpha_0.$$

Аналитическое выражение статической характеристики командного органа гидравлической системы  $p_x = \frac{1 + ma^2 p_1}{1 + ma^2}$ .

Исполнительный орган — сервомотор поршневого типа для выключения сцепления сжатием пружины, рабочая характеристика выражается линейным уравнением вида  $h = c p_x$ .

Таким образом, характеристики трех основных элементов следящего устройства заданы аналитическими выражениями:

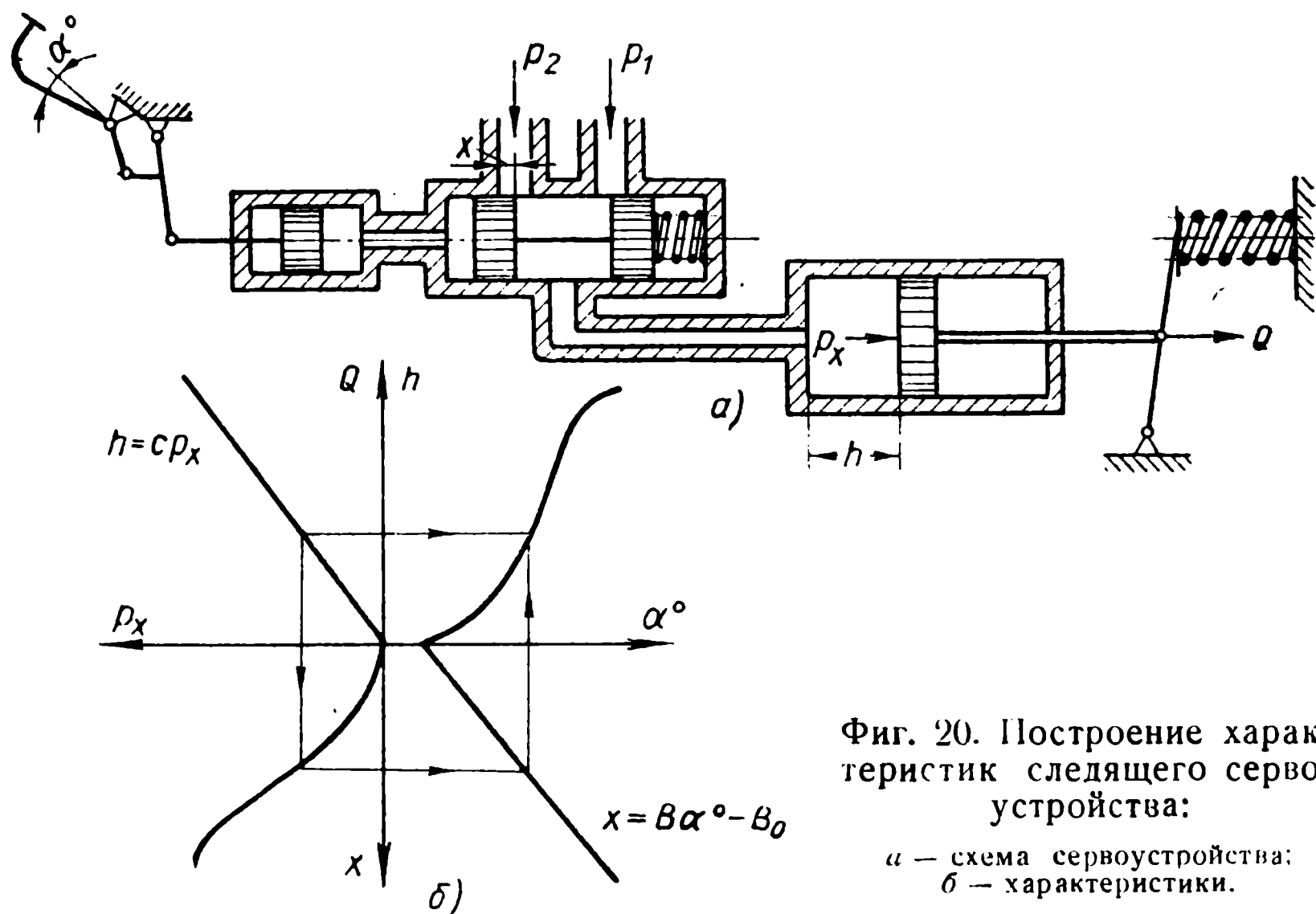
$$\begin{aligned} x &= B\alpha^0 - B_0, \\ p_x &= \frac{1 + ma^2 p_1}{1 + ma^2}, \\ h &= c p_x. \end{aligned} \tag{25}$$

Если командный орган выполнен по конструкции 1,а, для которой

$$a = \frac{\lambda x}{b - x},$$

где  $\lambda = \frac{l_1}{l_2}$ , то, решив совместно уравнения характеристик (25), найдем аналитическое выражение статической характеристики следящего сервоустройства:

$$h = c \frac{(b - B\alpha^\circ + B_0)^2 + m\lambda^2 (B\alpha^\circ - B_0)^2 p_1}{(b - Bx^\circ + B_0)^2 + m\lambda^2 (B\alpha^\circ - B_0)^2}.$$



Фиг. 20. Построение характеристик следящего сервоустройства:

а — схема сервоустройства;  
б — характеристики.

Статическая характеристика, выраженная этим уравнением и показанная на фиг. 20, б, представляет собой функцию перемещения штока сервомотора от угла поворота педали.

Статическая и силовая характеристики отражают работу следящего сервоустройства, и поэтому на основании этих характеристик можно оценивать и сравнивать следящие устройства. Для оценки и сравнения различных следящих сервоустройств по их характеристикам введем оценочные параметры (фиг. 21).

Полным ходом органа управления  $\alpha_p$  будем называть диапазон изменения независимого переменного параметра — максимальный возможный угол поворота педали или рычага, возможный диапазон изменения оборотов центробежного регулятора и т. д.

Рабочим ходом органа управления  $\alpha_R$  назовем диапазон изменения независимого переменного параметра органа управления, при котором происходит изменение зависимого („следящего“) параметра (перемещение силового органа сервомотора).

Отношение рабочего хода органа управления к его полному ходу называют коэффициентом использования хода органа управления  $\varepsilon = \frac{\alpha_R}{\alpha_D}$ .

Под передаточным отношением следящего устройства  $i$  будем понимать отношение полного хода силового элемента органа исполнения (штока сервомотора) к полному ходу органа управления, т. е.

$$i = \frac{H}{\alpha_D}$$

По аналогии с оценочными параметрами статической характеристики командного органа назовем: средней крутизной статической характеристики следящего устройства  $\tau_{cp}$  отношение хода силового элемента органа исполнения во время рабочего хода органа управления к его рабочему ходу; местной крутизной статической характеристики  $\tau$  — первую производную от  $h$  по  $\alpha$ , характеризующую крутизну статической характеристики при каждом положении органа управления.

По приведенному определению  $\tau_{cp} = \frac{\Delta h}{\alpha_R}$  и  $\tau = \frac{dh}{d\alpha}$ .

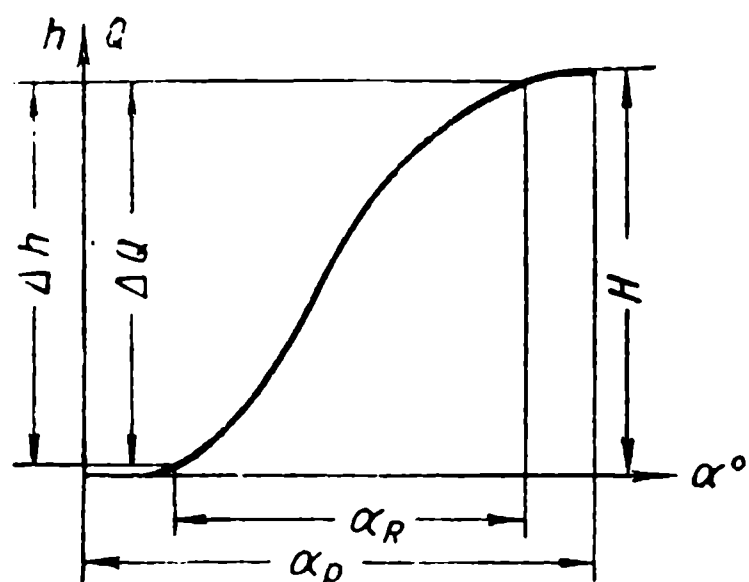
Аналогично, средняя крутизна силовой характеристики следящего устройства  $q_{cp} \frac{\Delta Q}{\alpha_R}$  равна отношению изменения перестановочной силы во время рабочего хода органа управления к его рабочему ходу, а местная крутизна силовой характеристики  $q$  — первая производная от перестановочной силы по ходу органа управления.

### Влияние вида характеристик основных элементов сервоустройства на его характеристику

Так как аналитическое выражение статической и силовой характеристик следящего устройства может быть найдено лишь для отдельных частных случаев, то анализ влияния вида характеристик отдельных элементов можно провести в общем виде только ориентировочно, на основе сравнения нескольких графиков.

Так, график на фиг. 22, а иллюстрирует влияние вида характеристики органа управления на характеристики следящего устройства в целом. Характеристики построены для следящего устройства, в котором при неизменных командном органе и исполнительном органе меняются органы управления и их связь, а следовательно, различны характеристики органа управления. График достаточно нагляден, чтобы на основании его рассмотрения можно было утверждать, что:

1) с увеличением угла наклона линейной характеристики органа управления статическая и силовая характеристики протекают круче и, следовательно, уменьшается величина рабочего хода органа управления и увеличивается передаточное отношение следящего устройства и средняя крутизна характеристик;

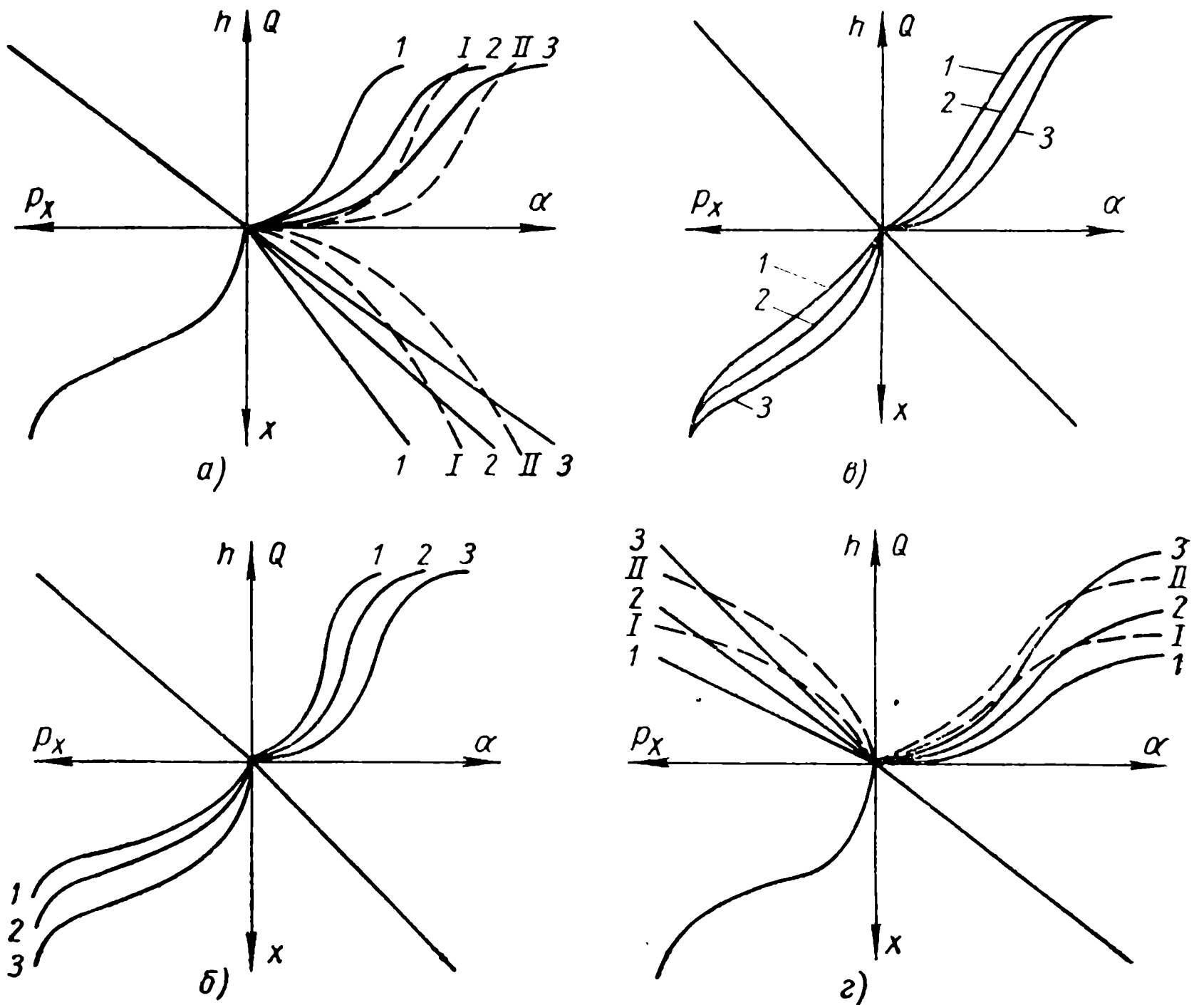


Фиг. 21. Оценочные параметры следящего устройства.

2) если характеристика органа управления не линейна, а определяется некоторой более сложной функцией, то крутизна ее оказывает на характеристики следящего устройства и их параметры такое же влияние, как и угол наклона линейной характеристики органа управления;

3) вид функции, выражающей характеристику органа управления, влияет на протекание характеристик следящего устройства.

Например, если характеристика органа управления выражается квадратичной функцией, то при малых значениях независимого переменного



Фиг. 22. Влияние на характеристику следящего устройства:

*a* — вида характеристики органа управления; *б* и *в* — вида характеристики командного органа и *г* — вида характеристики органа исполнения.

параметра характеристики следящего устройства протекают более полого, а при больших значениях — более круто, чем при линейной характеристике органа управления.

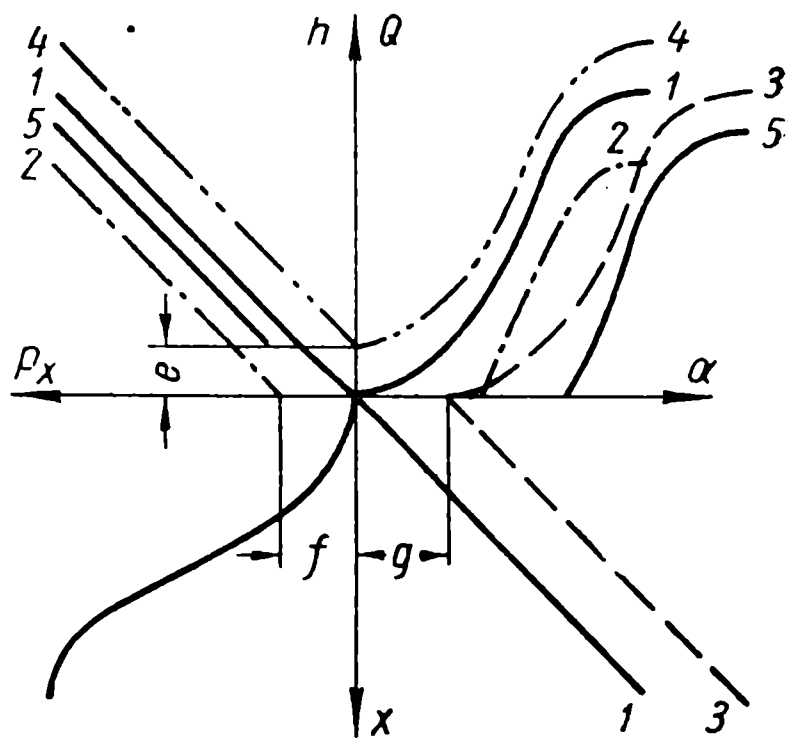
График на фиг. 22, *б* и *в* наглядно иллюстрирует влияние вида статической характеристики командного органа на статическую и силовую характеристику следящего устройства. Характеристики следящего устройства в целом отражают статическую характеристику командного органа, сохраняя примерно ту же форму, несколько искаженную вследствие влияния характеристик органа управления и исполнительного органа. Закон следящего действия сервоустройства в основном устанавливается в командном органе. Увеличение местной крутизны стати-

ческой характеристики командного органа ведет к аналогичному увеличению местной крутизны характеристик следящего устройства: полный и рабочий ход органа управления находятся в прямой зависимости от полного и рабочего хода командного органа следящего устройства.

Влияние характеристики сервомотора на вид характеристик следящего устройства иллюстрируется графиком на фиг. 22, з. Угол наклона линейной характеристики сервомотора и крутизна нелинейной его характеристики определяет крутизну характеристик следящего устройства. В прямой зависимости от тех же параметров характеристик сервомотора находится рабочий ход следящего устройства при неизменном полном ходе его.

Приведенное сравнение характеристик следящего устройства было проведено для простоты без учета свободного хода и зазоров в системе, а также без учета предварительного сжатия пружин, сжимаемых сервомотором.

Практически во всякой сервосистеме имеется свободный ход за счет зазоров в сочленениях, зоны нечувствительности командного органа, сервомотора и т. д. Вид характеристик следящего устройства несколько изменяется из-за наличия свободного хода в системе. При наличии свободного хода в системе связи органа управления и командного органа характеристики следящего устройства смещаются на величину свободного хода вправо, не изменяя форму кривой (фиг. 23, кривые 3). Вследствие этого увеличивается полный ход органа управления, что вызывает уменьшение коэффициента использования хода и передаточного отношения следящего устройства. Из-за наличия свободного хода в системе связи командного органа с сервомотором также только смещается характеристика устройства (но вверх), не изменяя формы (фиг. 23, кривые 4), что увеличивает полный ход сервомотора и в соответствии с этим передаточное отношение следящего устройства. Предварительное сжатие пружины сервомотора наиболее значительно влияет на характеристику следящего устройства (фиг. 23, кривые 2), сдвигая ее вправо и вниз так, что уменьшается рабочий ход, коэффициент использования хода органа управления и передаточное отношение при почти неизменной крутизне характеристики. Наиболее близкий к практике вид статической и силовой характеристики имеют кривые 5 на фиг. 23, которые построены с учетом предварительного сжатия нагрузочной пружины и возможного свободного хода в системе следящего устройства. Кривые 1 на том же графике построены без учета свободного хода и предварительного сжатия пружин для возможности сравнения характеристик.



Фиг. 23. Влияние свободного хода в системе следящего сервоустройства на вид его характеристики:

$e$  — свободный ход связи командного органа с сервомотором;  $f$  — предварительное сжатие пружины;  $g$  — свободный ход связи органа управления с командным органом.

Проведенный краткий анализ влияния характеристик элементов следящего устройства на протекание его статической и силовой характеристик показывает, что вид последних и величина оценочных параметров следящего устройства зависят от целого ряда факторов. Следовательно, можно по своему усмотрению определить вид характеристик следящего устройства и установить величину его оценочных параметров изменением органа управления, командного и исполнительного органа, систем связи между ними, а также изменением отдельных конструктивных параметров. В зависимости от вида рабочего агента, конструктивной схемы следящего устройства и его элементов, значения конструктивных параметров их вид характеристик следящего устройства, а следовательно, закон его „следящего“ действия может быть достаточно разнообразен.

Предлагаемый в настоящей работе метод построения статической и силовой характеристик следящего устройства, установленные параметры для оценки и сравнения следящих устройств и проведенный анализ влияния некоторых факторов на вид характеристик следящих устройств позволяют:

1) построить статические и силовые характеристики существующих следящих устройств, вычислить значения оценочных параметров, сравнить различные системы следящих устройств по виду характеристик и величине оценочных параметров и определить на основании этих данных пригодность оцениваемых сервосистем для использования в конкретных заданных условиях;

2) спроектировать следящее сервоустройство для обеспечения требуемого закона „следящего“ действия по заданной статической и силовой характеристикам.

Установленные в данной работе элементы теории работы следящих устройств на установившихся режимах могут быть положены в основу для изучения динамики сервоустройств.

---

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . . .	3
Орган управления и его связь с командным органом . . . . .	6
Характеристика органа управления . . . . .	6
Командный орган следящего устройства и его характеристики . . . . .	9
Исполнительный орган и его характеристики . . . . .	23
Характеристики следящего сервоустройства . . . . .	26
Влияние вида характеристик основных элементов сервоустройства на его характеристику . . . . .	29

---

### ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
19	10-я сверху	$2r \frac{\sqrt{1 + \cos \alpha} - 1}{\sin 2\alpha}$	$2r \left( \frac{\sqrt{1 + \cos \alpha} - 1}{\sin 2\alpha} \right)$	Тип.
29	22-я сверху	$q_{cp} \frac{\Delta Q}{\alpha_R}$	$q_{cp} = \frac{\Delta Q}{\alpha_R}$	Авт.

1 р. 25 к.  
С 1.1 1931 г. — 13 коп.



Москва, Третьяковский проезд, 1.