

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ им. С. П. КОРОЛЕВА

А. Н. ДОБРЫНИН

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебное пособие по курсу
«Питание, автоматика и регулирование
двигателей летательных аппаратов»

Часть 1

элементы и регуляторы отдельных параметров
систем автоматического регулирования
авиационных двигателей

Одобрено редакционным советом института
1971 года

КУЙБЫШЕВ 1974

Рассматриваются принципы проектирования схем отдельных регуляторов систем автоматического управления ГТД.

Формулируются требования, предъявляемые ГТД к системе управления, и показываются динамические особенности ГТД. Описаны отдельные элементы регуляторов, дан анализ их особенностей и характеристик.

Под общей редакцией доцента В. П. Шорина

АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ ДОБРЫНИН

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Учебное пособие.

Редактор Н. А. Сидоренко
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Т. И. Щелокова

ЕО02734. Подписано к печати 11.11.1974 г. Формат бумаги 60×90¹/₁₆.

Объем 8 печ. л. Тираж 500 экз. Цена 40 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С. П. Королева
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Типография издательства «Волжская коммуна», г. Куйбышев,
проспект Карла Маркса, 201. Заказ № 4787.

Предисловие

Существующая учебная литература в основном посвящена теории построения систем регулирования и слабо отражает особенности конструкции. При проектировании возникают обычно вопросы, связанные с воплощением полученных теоретических закономерностей в реальную конструкцию. При этом может быть несколько путей реализации, приводящих к качественно различным результатам. Настоящее пособие посвящено именно этой области проектирования, области построения схем гидромеханических регуляторов, входящих в систему автоматики газотурбинных авиационных двигателей.

Число реальных и возможных схем автоматики велико. Невозможно привести все оригинальные решения тех или иных вопросов. В задачу автора входило показать подход к проектированию схем и дать характеристику основных элементов.

Пособие состоит из пяти глав.

В первой главе излагается подход к выбору программ регулирования, формулируются требования, предъявляемые к автоматике ГТД, и определяется динамическая характеристика двигателя.

Вторая глава посвящена расчету и проектированию гидравлических усилителей.

Возможные схемы, характеристики и расчет чувствительных элементов и датчиков гидромеханических регуляторов приводятся в третьей главе.

В четвертой главе рассматриваются счетно-решающие устройства, применяемые в гидромеханических системах регулирования ТРД.

Особенности схем основных регуляторов, применяющихся для управления силовой установкой, рассмотрены в пятой главе.

Введение

Современный авиационный двигатель немыслим без автоматики и предъявляет к ней целый ряд специфических требований, отличных от требований общепромышленных систем управления. Требования к автоматике зависят не только от класса двигателя, но и от назначения самолета. Так, например, для гражданской авиации за основу берется обеспечение высокой надежности и ресурса, тогда как для военной — достижение наивысших летно-технических показателей. Определенные особенности, например, в виде ограничений режимов работы двигателя в различных условиях полета накладывает и конструкция самолета.

Создание систем регулирования складывается из нескольких этапов, куда входят определение программ регулирования и возможности их осуществления средствами автоматики, расчет достижимых точностей, синтез передаточных функций систем, проектирование схемы автоматики, выбор основных конструктивных параметров, разработка конструкции и реализация ее в агрегате, испытание и доводка агрегатов на безмоторных стендах, двигателе и в полете.

Проектирование схем систем управления ГТД является одним из основных этапов в создании автоматики двигателей. Его особенность состоит в том, что здесь переплетаются самые различные вопросы теории двигателей, теории автоматического регулирования, гидравлики, механики, конструкции и др. Он включает в себя уточнение технических требований, анализ законов регулирования, расчет достижимой точности и коррекцию законов, выбор узлов и элементов, удовлетворяющих заданным требованиям, оценку возможности их конструктивной реализации, проектирование отдельных узлов и регуляторов и стыковку их в общую схему автоматики.

Современная теория автоматического регулирования располагает большим арсеналом средств анализа и проектирования

систем автоматического регулирования (см. напр. [10]). Интенсивно внедряются в практику проектирования вычислительные машины. Все это позволяет провести синтез систем и получить требуемое математическое описание системы. Вместе с тем переход от математической формулы к реальной конструкции представляет сложный процесс. Не все желаемые зависимости могут быть воплощены в реальную конструкцию или выполнены при современном уровне развития техники. Требования к автоматике обычно противоречивы. С одной стороны, надо получить высокую точность и надежность, с другой, — иметь малый вес и габариты агрегатов и т. д. Любое конструктивное решение, как правило, является компромиссным, с уклоном в ту сторону, которая в данном случае является превалирующей. Абсолютно правильных технических решений, пригодных во всех случаях, не существует. Поэтому при проектировании системы необходимо разработать ряд различных схем, предназначенных для выполнения одних и тех же требований, произвести их всесторонний анализ, на основании которого выбрать оптимальный вариант.

Развитие техники позволяет совершенствовать схему и конструкцию. Однако любое новое решение включает в себе элемент незнания, так как не все факторы удастся правильно оценить и предусмотреть. Например: регулятор числа оборотов был отработан и прошел широкую эксплуатацию в одном агрегате совместно с топливным насосом. Тот же регулятор был смонтирован на автономный привод (отсоединен от привода насоса). Это привело к появлению на ряде режимов недопустимых низкочастотных колебаний числа оборотов двигателя. В ходе исследований было выяснено, что колебания вызываются неравномерным вращением шестерен привода. Пока регулятор устанавливался совместно с насосом, эта неравномерность устранялась маховыми массами насоса и не приводила к появлению колебаний.

Дать решения, пригодные для всех случаев, невозможно. Целесообразно лишь определить область применимости различных схем и конструкций и показать направление поиска требуемых решений. Сам процесс поиска является творческим и требует диалектического подхода. При проектировании любых новых конструкций всегда опираются на имеющийся опыт, и здесь следует как можно шире применять уже отработанные и проверенные в эксплуатации технические решения. Переход к новым решениям может быть оправдан лишь тогда, когда они, по предварительной оценке, приводят к существенному улучшению тех или иных качеств.

При проектировании агрегатов большое значение приобретает правильное воплощение задуманного в реальную конструкцию. Любая хорошая идея может быть испорчена, если конструкция выполнена неудачно, а хорошее конструктивное

решение позволяет получить требуемый результат и для более плохого схемного варианта.

Большое значение имеет фактор времени. В целях убыстрения создания системы иногда приходится применять не лучшее техническое решение, а такое, которое позволяет быстро получить приемлемый результат. Это особенно часто имеет место при доводке агрегата, когда выявляются не предусмотренные при проектировании особенности и появляются новые требования. Полное обеспечение этих требований может вызвать необходимость в создании новых агрегатов, что значительно задержит ввод двигателя в эксплуатацию. Здесь часто достигают компромиссного решения: требования удовлетворяют не полностью, но путем простейших доделок в короткий период времени.

Наибольшие трудности связаны с местами стыковки отдельных элементов в узел, узлов в регулятор и регуляторов в систему. Поэтому проектирование обязательно должно включать в себя составление общей схемы системы управления и ее детальный анализ. При анализе следует обращать внимание на взаимовлияние элементов и узлов при всех возможных условиях и режимах работы, процессы перехода с работы одного из устройств на другое, возможность упрощения схемы за счет использования одних и тех же узлов для разных целей, обеспечение и увеличение надежности; производить оценку основных конструктивных параметров и возможности воплощения схемы в реальную конструкцию.

Вопросы автоматизации авиационных двигателей освещены в целом ряде учебников, учебных пособий, статей и монографий [4, 9, 11, 13, 14].

Здесь рассматривается лишь подход к проектированию схем отдельных регуляторов, входящих в САУ ГТД.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — работа;	q — расход жидкости через жиклер, щель;
F — площадь поршня, сопла;	r — радиус окружности;
G — весовой расход топлива, воздуха;	t — время;
H — высота полета;	Δ — абсолютное приращение;
I — момент инерции, центробежная сила;	Δp — перепад давлений;
Q — объемный расход жидкости;	δ — относительное приращение;
R — тяга;	Φ — функция;
T — температура абсолютная, постоянная времени;	α_{cr} — угол поворота сектора газа;
W — передаточная функция;	γ — удельный вес;
a — плечо рычага;	μ — коэффициент расхода;
g — ускорение силы тяжести;	π — степень сжатия, расширения, число 3,14;
h — перемещение золотника, заслонки;	ω — круговая частота, угловая скорость.
P — давление;	

ИНДЕКСЫ

О — равновесный режим;
1, 2, 3... — порядковый номер, номер сечения по тракту двигателя;
Б — базисное;
В — воздух;
ГУ — гидравлический усилитель;
д — двигатель;
дк — дроссельный кран;
з — золотник;
из — изодром;
к — компрессор, камера;
КП — клапан перепада;
КС — камера сгорания;
ПН — плунжерный насос;

ПР — приведенное;
Р — расчетное;
РЕГ — регулятор;
С — сопло;
СГ — сектор газа;
СЛ — слив;
СМ — сервомотор;
Т — турбина, топливо;
Ф — форсаж;
Ц — цилиндр;
ЦН — центробежный насос;
Ч — чувствительный элемент;
ШН — шестеренный насос;
Н — высота.



ГЛАВА I. ОСОБЕННОСТИ ГТД КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Требования, предъявляемые к системам топливопитания и регулирования авиационных ГТД

К системам регулирования авиационных ГТД предъявляются самые различные требования, зависящие также и от класса самолета, для которого предназначен двигатель. Первая группа требований связана с контролем рабочего процесса ГТД и обеспечением программ регулирования; вторая группа определяется условиями работы авиационного ГТД и третья — условиями эксплуатации САР.

Требования, предъявляемые контролем рабочего процесса

Главным регулирующим фактором для всех двигателей является расход топлива. В связи с этим возникает необходимость обеспечения двигателя нужным количеством топлива на всех режимах с требуемым уровнем давления и распределения его по коллекторам и контурам форсунок.

Основным параметром регулирования является число оборотов. Точность поддержания n должна быть не ниже чем $\pm 0,3—0,5\%$.

Должна быть обеспечена устойчивая работа как системы регулирования, так и собственно двигателя (помпаж) на всех режимах и при переходе с режима на режим. К САР ГТД предъявляются весьма жесткие требования по показателям качества переходных процессов. На максимальном режиме при любых возможных в эксплуатации возмущениях перерегулирование числа оборотов не должно превышать 2—5%, а переходный процесс должен оканчиваться за несколько секунд. Для режимов меньшей тяги (мощности) эти границы несколько расширяются, но все же остаются очень жесткими.

Автоматика двигателя при всех условиях должна обеспечивать надежную работу двигателя, не допуская превышения теми или иными параметрами опасных пределов.

Необходимы специальные устройства, гарантирующие надежный и безотказный запуск двигателя как на земле, так и в воздухе за минимальное время.

Одним из требований является обеспечение минимально возможного времени приемистости во всех условиях полета при надежной работе двигателя.

Для ТРДФ необходимо реализовать за минимально возможное время и в строгой последовательности, раскрытие створок реактивного сопла, подачу форсажного топлива, розжиг камеры и плавный выход на заданный режим.

Для выполнения перечисленных требований в систему регулирования, кроме основных, может вводиться целый ряд дополнительных устройств, гарантирующих надежность работы двигателя (например, предотвращение заглохания камеры сгорания). Устойчивое горение в камере сгорания двигателя на больших высотах достигается постановкой ограничителя минимального расхода топлива, а устойчивая работа компрессора — с помощью ограничителя $n_{пр}$ или $n_{*к}$. Переход с основной системы на ограничители должен осуществляться автоматически и плавно. Иногда ставится требование отсутствия зоны совместной работы ограничителей, которая снижает в некотором диапазоне внешних условий точность поддержания того или иного параметра.

Некоторые требования вызваны спецификой работы системы регулирования или силовой установки и приводят к появлению дополнительных узлов. К ним относятся регуляторы постоянства расхода топлива на малых числах оборотов для обеспечения устойчивости на этих режимах; устройства для резкого сброса топлива при стрельбе из реактивного оружия, необходимые для предотвращения заглохания двигателя вследствие попадания в него пороховых газов; блоки выдачи команд к другим агрегатам (например, сигналы по $n_{пр}$ для управления автоматикой компрессора); элементы блокировок различных сигналов, определяющие последовательность срабатывания узлов и др.

Требования, предъявляемые условиями работы авиационного двигателя

Система регулирования должна оставаться работоспособной и обеспечивать заданные характеристики и точность в специфических условиях работы авиационных двигателей.

Топливорегулирующая аппаратура устанавливается непосредственно на корпусе ГТД, в связи с чем испытывает виброперегрузки, охватывающие большой спектр частот; величина перегрузок может достигать до 10 g при частоте около 200 герц и 100 g при частотах свыше 4000 герц. Линейные перегрузки также могут составлять несколько g, а для беспилотных летательных аппаратов достигать кратковременно до 12÷15 g.

Среда, окружающая агрегаты, является переменной, зависящей от высоты и скорости полета. Если в земных условиях давление воздуха равно $P^*_1=1 \text{ ата}$, то на высоте 25 км при полете со скоростью, определяемой числом $M=1$, оно будет $0,05 \text{ кг/см}^2$, а для $M=1,6$ на уровне моря соответственно около 4 кг/см^2 . Особенно сильно меняется температура окружающего воздуха — от -60°C в условиях зимы до $+470^\circ\text{C}$ при числе $M=3,5$ на высотах выше 11 км. Относительная влажность воздуха может достигать 98%.

Температура топлива, используемого для питания двигателя и работы автоматики, изменяется от -50°C до $+200^\circ\text{C}$. При этом при низких температурах сильно изменяется его вязкость, а при высоких — начинается смоловыделение. Значительно меняется и удельный вес топлива в зависимости от сорта керосина и температуры.

Для нормального протекания рабочего процесса необходима точная информация, характеризующая уровень давлений и температур в различных точках по тракту двигателя. Вместе с тем поле температур и давлений в каждом сечении двигателя является неравномерным и переменным по времени. Так, температура газов за турбиной в разных точках одного и того же сечения может различаться на несколько десятков градусов.

Существенным требованием авиационной техники является простота конструкции и надежность работы при малом весе и габаритах агрегатов.

Эксплуатационные требования

Одним из основных требований эксплуатации является полная автоматизация управления силовой установкой. Силовая установка управляется от одной ручки управления, положение которой должно определять режим работы двигателя при всех условиях полета.

На многомоторных самолетах должна быть обеспечена синхронность мощностей или тяг, развиваемых различными двигателями.

Существенным является требование обеспечения безотказной работы и значительного ресурса. В настоящее время ресурс работы двигателей и агрегатов на пассажирских самолетах доходит до 6–10 тыс. часов. С целью повышения безопасности полета ставится задача систематического контроля работоспособности автоматики. Для этого в системе устанавливаются специальные датчики, позволяющие подключать ее к наземному комплексу, производящему контроль исправности агрегатов. Для проверки узлов, предназначенных для работы в полете, предусматривается их перенастройка на величину, которая дает возможность получить их срабатывание на земле.

Для повышения надежности в ряде случаев производится дублирование и резервирование отдельных узлов и механизмов.

На конструкции агрегатов оказывают влияние условия их хранения и стоимость изготовления. Хранение агрегатов производится в неотапливаемых складах в течение нескольких лет. После расконсервации агрегаты должны иметь нормальную работоспособность. Конкурентноспособность авиационного транспорта может быть обеспечена только в случае не слишком высокой стоимости перевозок.

Из условий эксплуатации вытекает и ряд таких специфических требований, как например, применение для питания автоматики в качестве рабочего тела керосина. Применение масла требует при минусовых температурах перед запуском предварительного разогрева масляной системы, что нежелательно.

Выдвигается также требование незначительности утечек топлива через уплотнение в дренажную систему и ряд других.

Характеристики ГТД

Основные характеристики, необходимые при проектировании САР ГТД, получаются на основе газодинамического расчета двигателя.

В ряде случаев расчет высотных и скоростных характеристик может быть произведен достаточно просто с помощью формул, выведенных на основе теории подобия. Точность полученных результатов обычно достаточна для первых расчетов по системе регулирования.

Для ТРД с нерегулируемой геометрией, при наличии надкритического истечения в реактивном сопле, такими параметрами подобия будут [12]:

$$\frac{n}{\sqrt{T_1^*}}; \quad \frac{Q_T}{p_1^* \sqrt{T_1^*}}; \quad \frac{G_B \sqrt{T_1^*}}{p_1^*}; \quad \frac{R}{p_1^*}; \quad \frac{p}{p_1^*}; \quad \frac{T}{T_1^*}. \quad (1)$$

Зная протекание какой-либо характеристики при одних условиях полета, с помощью критериев подобия (1) легко рассчитать значения параметров для других условий, т. е.

$$\frac{n_{\text{пр}}}{\sqrt{T_{\text{пр}}^*}} = \frac{n}{\sqrt{T_1^*}}; \quad \frac{Q_{T \text{ пр}}}{Q_T} = \frac{p_{\text{пр}} \sqrt{T_{\text{пр}}^*}}{p_1^* \sqrt{T_1^*}} \text{ и т. д.} \quad (2)$$

Динамические характеристики ТРД получают путем учета имеющихся аккумуляторов энергии, основными из которых являются моменты инерции вращающихся масс. На устойчивость САР ТРД существенное влияние могут оказать также запаздывание в камере сгорания и тепловая инерция двигателя.

Характеристики ТРД вообще нелинейны. Однако, при процессах с небольшими отклонениями от установившегося режима

их можно линеаризовать обычными методами, т. е. заменять участок характеристики прямой.

Пределы линейности определяются кривизной характеристик и составляют $\sim 10\%$.

В простейшем случае для ТРД с нерегулируемой геометрией уравнение динамики в приращениях имеет вид

$$T_d \frac{d\Delta n}{dt} + \Delta n = K_d \cdot \Delta \cdot Q_T, \quad (3)$$

где T_d — постоянная времени, K_d — коэффициент усиления двигателя.

При расчете САР ТРД часто требуется рассматривать работу ТРД при большом диапазоне изменения числа оборотов. В этом случае коэффициенты уравнения (3) будут переменные. Для ТРД принято рассматривать совокупность динамических параметров одновременно на всех режимах. Эта совокупность представляется в виде сетки ускорений, нанесенной на плоскости параметров $n-Q_T$ в приведенных координатах.

Рассмотрим вначале равновесные режимы работы двигателя. Они характеризуются отсутствием ускорения ротора ($dn/dt = 0$). Положив в (3) $dn/dt = 0$, получим:

$$\Delta n = K_d \cdot \Delta \cdot Q_T \text{ или } K_d = \frac{\Delta n}{\Delta Q_T}. \quad (4)$$

Численное значение K_d согласно (4) легко получить из статической характеристики $Q_T = \Phi(n)$. Для этого необходимо в точке рассматриваемого режима n_0 , Q_{T0} взять конкретные отклонения Δn и ΔQ_T . Так как характеристика нелинейна, то значения Δn и ΔQ_T следует брать при сколь угодно малых отклонениях, что в пределе приведет к касательной в рассматриваемой точке, а K_d будет представлять собой котангенс угла наклона касательной к оси n .

Если на каком-либо установившемся режиме мгновенно изменить подачу топлива в двигатель, то в первый момент времени число оборотов не изменится (величина отклонения $\Delta n = 0$), но появится ускорение ротора. Давая разные приращения расхода топлива, будем получать разные ускорения. Тогда для каждого из режимов можно построить зависимость изменения dn/dt от ΔQ_T (рис. 1 а).

Положив в (3) $\Delta n = 0$, получим

$$T_d \frac{dn}{dt} = K_d \cdot \Delta Q_T,$$

откуда

$$T_d = K_d \frac{\Delta Q_T}{dn/dt}$$

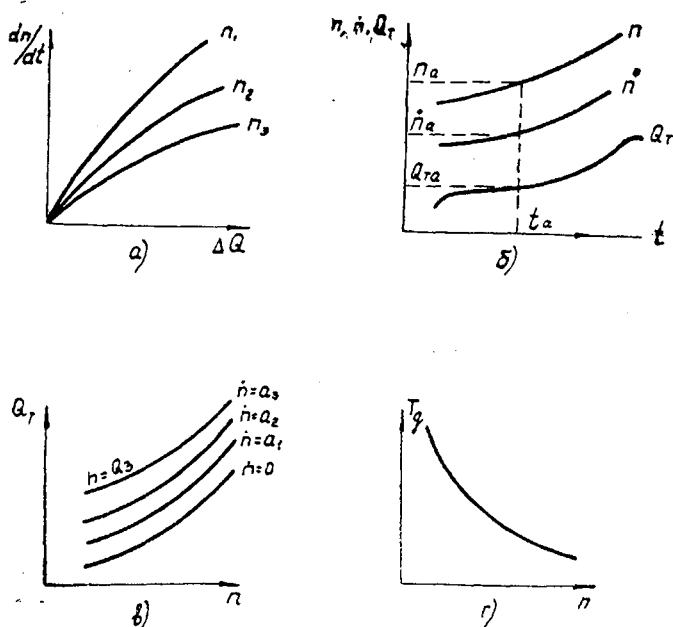


Рис. 1. Динамические характеристики ТРД

или в пределе при малых отклонениях от установившегося режима

$$T_d = K_d \frac{dQ_r}{dn/dt} \quad (5)$$

Из (5) следует, что T_d может быть определена для каждого режима из графика на рис. 1, а путем проведения касательной к соответствующей кривой и определения котангенса угла ее наклона. Так как измерение ускорений ротора сопряжено с рядом трудностей, то на практике построение кривых, рис. 1, а ведут следующим образом. Снимают статическую характеристику $Q_r = \Phi(n)$. Затем проводят ряд разгонов двигателя от малого газа до максимального числа оборотов с различными настройками автоматов приемистости или различными темпами изменения числа оборотов. При этом осциллографируют изменение по времени числа оборотов и расхода топлива (рис. 1, б).

Путем графического дифференцирования кривой числа оборотов получают изменение ускорения $\frac{dn}{dt}$ по времени. Имея ряд таких графиков, задаются числом оборотов n_a , находят момент времени t_a , в котором достигается n_a , и определяют в этот момент времени значения Q_{ra} и $(dn/dt)_a$. Из статической характеристики $Q_{ro} = \Phi(n)$ находят значения Q_{toa} , соответствующее n_a , и

разность $\Delta Q_{та} = Q_{та} - Q_{тоа}$. Таким образом для числа оборотов получают точку, связывающую $\Delta Q_{та}$ и $(dn/dt)_а$. Прделав то же самое с разными осциллограммами, получают серию точек, нанеся которые на плоскость $\Delta Q, \frac{dn}{dt}$, получают кривую для числа оборотов n_a (рис. 1а).

Аналогично определяют кривые и для других чисел оборотов. Таким образом получают всю сетку кривых на рис. 1а. Преимуществом такого способа является простота эксперимента и получение сразу всей сетки кривых ускорений. К недостаткам следует отнести не очень высокую точность полученных данных.

По графику на рис. 1а легко найти избытки топлива ΔQ , соответствующие на разных числах оборотов одному и тому же значению ускорений. Эти избытки можно нанести на плоскость $p - Q_t$ и соединить кривой. Тогда получим линию равного ускорения. А задаваясь разными значениями $\frac{dn}{dt}$, получим диаграмму с сеткой линий равных ускорений (рис. 1в). Такая диаграмма называется динамической характеристикой двигателя. Обычно она строится в приведенных координатах $p_{пр}, Q_{тпр}, \left(\frac{dn}{dt}\right)_{пр}$. Линия $\dot{n} = 0$ соответствует равновесным режимам $Q_{то} = \Phi(n_0)$. На диаграмме могут быть также нанесены отрицательные значения $\frac{dn}{dt}$, соответствующие режимам сброса, и границы допустимых избытков. Диаграмма очень удобна при построении и анализе динамических процессов, происходящих в двигателе при значительных возмущениях.

Для того, чтобы из динамической характеристики определить T_d , надо для заданного, постоянного числа оборотов снять точки ΔQ для различных $\dot{n}$, построить график (рис. 1а) и найти T_d по формуле (5).

Численное значение T_d будет изменяться по режимам работы двигателя. С увеличением режима T_d уменьшается (рис. 1г).

На подобных режимах T_d и K_d подчиняются теории подобия и могут быть пересчитаны на другие условия полета с помощью параметров подобия, аналогичных (1):

$$T_d \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}}; K_d p_1^*. \quad (6)$$

Из изложенного следует, что параметры ТРД, характеризующие его динамические свойства, сильно меняются с изменением режимов работы и условий полета. Так, в (6), при $T_1^* = \text{const}$ и $M = \text{const}$, с изменением H от нуля до 16 км T_d и K_d меняются в 10 раз. Это вызывает необходимость корректирования параметров регулятора.

Структурные схемы САУ АД

Для выполнения всего комплекса требований, предъявляемых к САУ АД, необходимо иметь большое количество самых разнообразных регуляторов. Схема системы управления двигателя представляет сложный комплекс взаимосвязанных регуляторов и механизмов. На рис. 2 и 3 показаны структурные схемы двух систем регулирования.

Схема на рис. 2 отображает простейшую систему управления основным контуром двигателя с перегулируемой геометрией. Она включает шестеренный насос (Ш. Н.), обеспечивающий двигатель необходимым количеством топлива, регулятор расхода (рег Q), поддерживающий заданный расход топлива, распределительный клапан (Р. К.), распределяющий топливо по коллекторам форсунок. Избыток топлива перепускается регулятором расхода на вход в насос.

С помощью регулятора числа оборотов (рег n) поддерживается заданное число оборотов путем воздействия на регулятор расхода. Задание режима от сектора газа ($\alpha_{сг}$) производится изменением настройки регулятора числа оборотов. Дозирование топлива при запуске выполняется автоматом запуска (А. З.), воздействующим непосредственно на регулятор расхода. Для обеспечения приемистости и сброса режима в данной схеме не предусмотрено автономных устройств. Эти функции выполняются регулятором числа оборотов и расхода. Вклю-

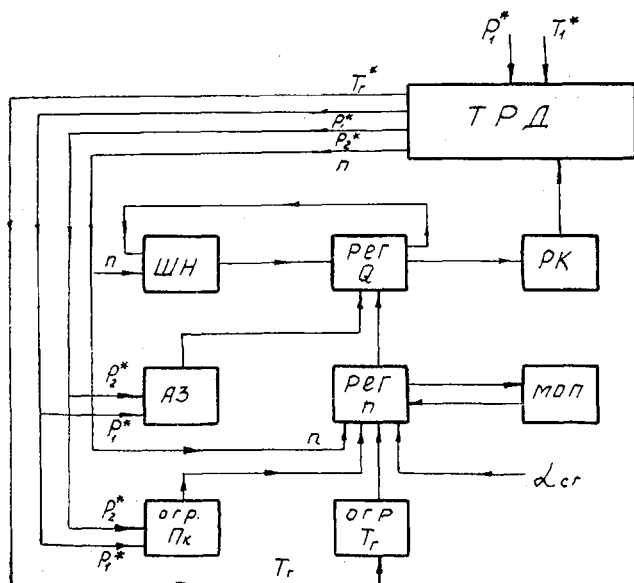


Рис. 2. Структурная схема регулятора основного контура

чение регуляторов в режим приемистости и сброса осуществляется специальным механизмом отключения приемистости (МОП). В схеме предусмотрены узлы для ограничения максимально допустимых температуры газов (огр T_r) и степени повышения давления в компрессоре (огр p_k), которые в случае превышения указанных параметров воздействуют на регулятор числа оборотов.

На рис. 3 показана схема системы управления ТРД с регулируемой геометрией и форсажной камерой. Она включает четыре связанные между собой системы регулирования: систему подачи топлива в основную камеру сгорания — 1, систему управления направляющими аппаратами компрессора — 2, систему подачи форсажного топлива — 3, систему управления створками реактивного сопла — 4. Рассмотрим каждую из этих систем в отдельности.

Так же, как и в предыдущем случае, в системе 1 подача топлива осуществляется с помощью шестеренного насоса (ШН), регулятора расхода (рег Q_0) и распределительного клапана (РК). Режим задается сектором газа ($\alpha_{сг}$), путем изменения настройки регулятора числа оборотов. Автомат запуска отсутствует, а дозирование топлива на запуске осуществляется с помощью автомата приемистости (АП) с одновременным применением более мощных средств раскрутки двигателя.

Автомат приемистости воздействует непосредственно на регулятор расхода, дозируя топливо по сложным законам $Q_T = p_2^* \Phi(p, T_1^*)$. Для этой цели в системе имеются специальные датчики замера параметров, давления воздуха за компрессором $p_2^*(Dp_2^*)$, температуры воздуха на входе $T_1^*(DT_1^*)$ и числа оборотов (Dn). Сигналы от датчиков T_1^* и n поступают в счетно-решающий механизм (СРМ), который вырабатывает заданную функциональную зависимость, а затем вместе с сигналом от p_2^* подводятся к автомату приемистости.

Настройка регулятора числа оборотов корректируется по температуре воздуха T_1^* , для чего выполнена специальная связь от датчика T_1^* на регулятор n . В схеме предусмотрено ограничение приведенного числа оборотов, сигнал которого вырабатывается в счетно-решающем механизме, воспринимается датчиком приведенного числа оборотов ($Dn_{пр}$) и воздействует на регулятор n . Кроме того, имеется механизм блокировки включения форсажного режима (МБФ), который, получая сигнал от датчика числа оборотов, воздействует на регулятор форсажа, не допуская подачи форсажного топлива в случаях, когда число оборотов двигателя меньше определенного значения.

Установка направляющих аппаратов компрессора производится по заданной программе от приведенного числа оборотов. Сигнал, характеризующий приведенное число оборотов,

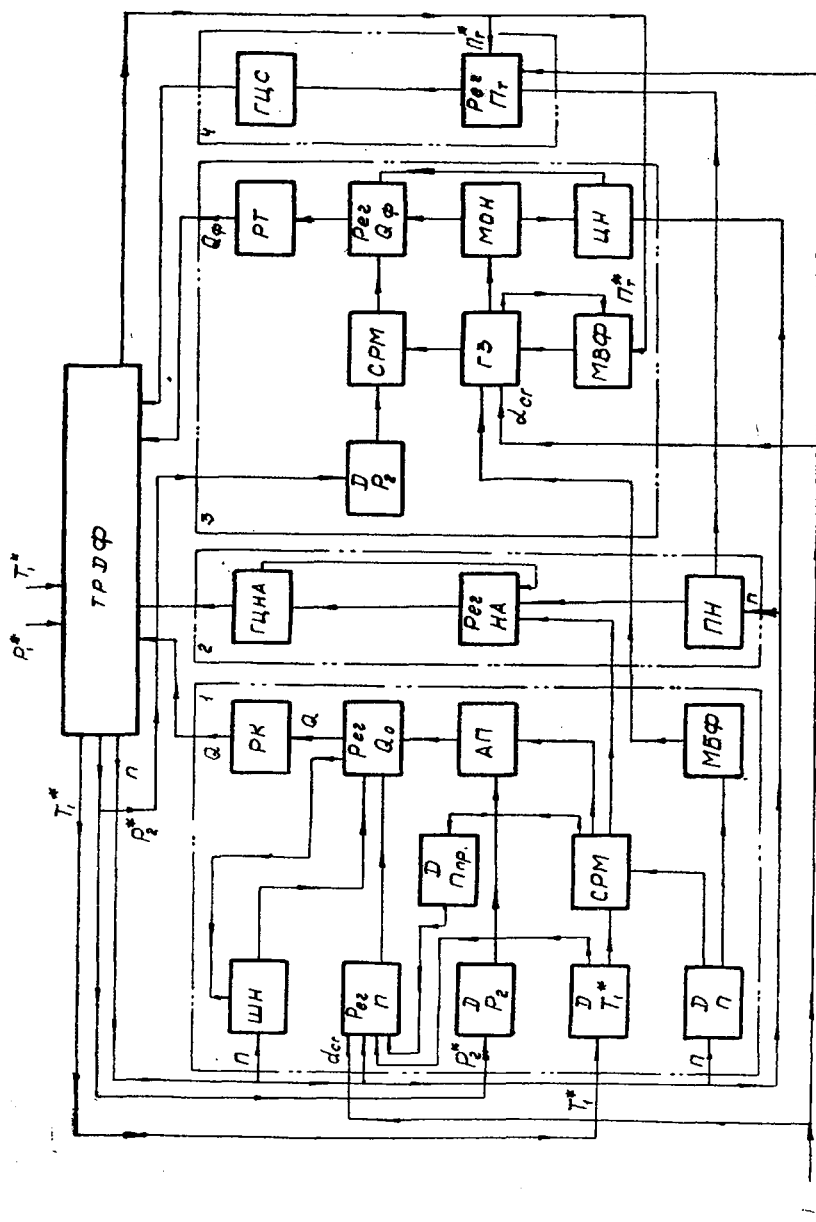


Рис. 3. Структурная схема системы управления ТРДФ

поступает от счетно-решающего механизма к регулятору направляющих аппаратов (Рег. НА), который управляет гидроцилиндрами направляющих аппаратов (ГЦНА) и осуществляет поворот последних. Обратная связь, действующая от гидроцилиндров на регулятор, обеспечивает фиксацию гидроцилиндров в положении, соответствующем требуемому значению. Питание гидроцилиндров осуществляется от установленного на двигателе автономного плунжерного насоса (ПН) высокого давления.

Система подачи форсажного топлива включает приводной центробежный насос (ЦН), регулятор расхода форсажного топлива (Рег $Q_{\text{ф}}$), распределитель топлива по контурам форсунок (РТ) и устройства для регулирования расхода. Количество топлива, подаваемого в форсажную камеру, определяется давлением воздуха за компрессором и режимом форсирования (задается сектором газа $\alpha_{\text{сг}}$). Сигналы от p^*_2 и $\alpha_{\text{сг}}$ подаются в счетно-решающий механизм (СРМ), который вырабатывает требуемый закон и воздействует на настройку регулятора расхода. Для получения удовлетворительных переходных процессов при изменении режима сигнал от сектора газа подается на СРМ через гидрозамедлитель (ГЗ), определяющий скорость изменения подачи топлива. Включение подачи $Q_{\text{ф}}$ происходит после получения сигналов от механизма блокировки форсажа системы I и механизма включения форсажа (МВФ), работающего при розжиге по сигналам $\pi_{\text{т}}$. После розжига камеры МВФ отключается (обратная связь от ГЗк МВФ). Для уменьшения подогрева топлива на бесфорсажных режимах подвод топлива в ЦН перекрывается специальной заслонкой, а полость за насосом сообщается с воздухом. Для этой цели предназначен механизм отключения насоса (МОН), включаемый в работу гидрозамедлителем.

Регулирование положения створок реактивного сопла осуществляется путем автоматического поддержания заданного значения перепада давлений на турбине $\pi_{\text{т}}$. Регулятор степени расширения газов на турбине (рег. $\pi_{\text{т}}$) управляет гидроцилиндрами сопла (ГЦС), используя в качестве рабочей жидкости топливо, подаваемое плунжерным насосом (ПН). Положение створок может также корректироваться сектором газа.

Каждый из механизмов рассмотренных схем имеет свои особенности и строится по определенным законам. Вместе с тем в подходе к их проектированию имеется много общего. Все они состоят из отдельных простейших элементов.

Множество схем САУ авиационных двигателей определяется как разнообразием законов управления и отдельных узлов, так и разнообразием элементов и характером их сочетания между собой.

В зависимости от выполняемых функций различают чувствительные элементы, задатчики, элементы сравнения, усилите-

ли, счетно-решающие устройства, функциональные преобразователи, временные механизмы и т. д.

Прежде чем составлять схему регулятора, необходимо четко представлять условия работы, свойства, характеристики и возможности элементов, из которых состоит регулятор.

ГЛАВА II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСИЛИТЕЛИ

Для получения требуемых свойств регуляторов необходимо осуществлять перемещение регулирующих органов с достаточно большой скоростью и требуемым усилием. В большинстве систем регулирования двигателей для этих целей применяются гидравлические усилители. Они имеют малые габариты и вес, обладают высокой надежностью и быстродействием, т. е. свойствами, необходимыми для авиационных систем (см. напр. [5, 6, 7, 15]). Схемы простейших гидравлических усилителей приведены на рис. 4. На рис. 4 а показан гидроусилитель с двухкромочным золотником. Он состоит из поршня 5 со штоком 4, воздействующим на регулирующий орган, золотника 1 и пружины 3.

Перемещение поршня 5 вверх осуществляется путем подвода под поршень рабочей жидкости, которая поступает по каналу 2, когда золотник 1 смещен вниз. Если же золотник 1 передвинуть вверх, то верхняя кромка его пояса перекроет подвод рабочей жидкости в канал 2, а нижняя кромка откроет слив, и поршень 5 под действием пружины будет вытеснять жидкость из цилиндра и двигаться вниз.

На рис. 4 б показана схема усилителя с четырехкромочным золотником. Если в предыдущем усилителе перемещение поршня вниз осуществлялось пружиной, то здесь необходимое для движения поршня усилие как в ту, так и в другую сторону, создается с помощью рабо-

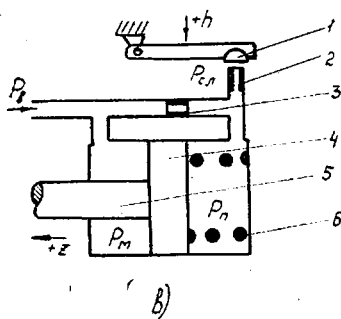
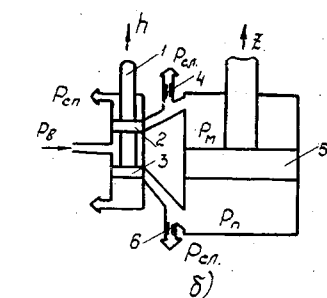
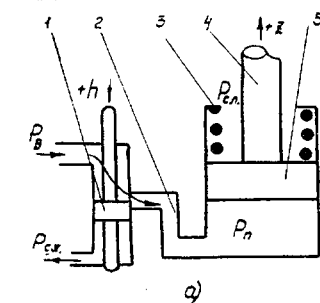


Рис. 4. Гидравлические усилители

чей жидкости. Когда золотник 1 смещен вниз, то поясок 3 соединяет нижнюю полость цилиндра с высоким давлением p_v , а поясок 2 соединяет верхнюю полость с низким (сливным) давлением $p_{сл}$. Рабочая жидкость, поступая в нижнюю полость, перемещает поршень 5 вверх; из верхней полости жидкость вытесняется на слив. Наоборот, если золотник переместить вверх, то с рабочим давлением соединится верхняя полость, а нижняя сообщится со сливом, и поршень 5 будет перемещаться вниз.

Жиклеры 4 и 6 служат для создания постоянного потока жидкости через полости цилиндра.

На рис. 4 в приведена схема гидравлического усилителя с соплом-заслонкой. Рабочая жидкость поступает к правой полости поршня через жиклер 3 и сливается через сопло 2. Площадь проходного сечения сопла 2 изменяется заслонкой 1. Если заслонка 1 переместится вверх, то площадь проходного сечения сопла 2 увеличится, давление в правой полости цилиндра упадет, и поршень 4 со штоком 5 под действием рабочего давления, подведенного в левую полость цилиндра, переместится вправо. Наоборот, при смещении заслонки 1 вниз происходит уменьшение площади сопла 2, увеличение давления в правой полости цилиндра и перемещение поршня 4 под давлением пружины 6 влево.

Принцип работы всех усилителей одинаков и основан на изменении гидравлического сопротивления проходу рабочей жидкости. Величины геометрических площадей сопротивлений очень малы (доли квадратных миллиметров), и для их изменения требуются незначительные усилия. Однако при этом происходит резкое изменение давления и расхода рабочей жидкости, подводимой в полость цилиндра. Сила, развиваемая поршнем, определяется произведением разности давлений рабочей жидкости на его площадь. Так как площадь поршня может быть выбрана достаточно большой (в реальных конструкциях она составляет десятки квадратных сантиметров), то и развиваемое усилие может быть очень велико. Таким образом, затрачивая небольшие усилия на перемещение золотника (рис. 4 б) или заслонки (рис. 4 в) мы, управляя подводом энергии от постороннего вспомогательного источника, получаем значительно большие мощности или усилия на выходе из усилителя.

Усилители, изображенные на рис. 4 а, б, в, имеют принципиальное отличие.

В первом случае (рис. 4 а) количество жидкости, подводимой в рабочую полость цилиндра, определяется только одним гидравлическим сопротивлением, изменяемым при перемещении золотника. В схеме на рис. 4 в два сопротивления: постоянное (жиклер 3) и переменное (сопло 2 с заслонкой 1). Количество жидкости, поступающей в полость цилиндра, здесь определяется разностью двух расходов: втекающего и выте-

кающего. Большинство усилителей построено именно на этом принципе двух жиклеров.

В схеме на рис. 4 а также реализуются условия, при которых усилитель работает по разности расходов. Пусть высота пояса золотника l меньше диаметра отверстия в его втулке. Тогда при движении вверх поясок не сможет полностью перекрыть отверстие, и на некотором участке хода образуются два гидравлических сопротивления, через одно из которых (определенное верхней кромкой) жидкость будет подводиться под поршень, а через другое, ограниченное нижней кромкой, — уходить на слив. Если ширина пояса больше ширины отверстия, то может наступить такое положение, когда отверстие во втулке будет полностью перекрыто пояском золотника. Однако по зазору между пояском и втулкой всегда будут утечки. Сверху топливо будет пртекать, а снизу вытекать.

Гидравлический усилитель состоит из двух основных элементов — силового цилиндра, в котором перемещается регулирующий орган, и управляющего элемента, который изменяет гидравлическое сопротивление потоку рабочей жидкости, подводимой к силовому цилиндру.

Силовые цилиндры

Различные схемы силовых цилиндров показаны на рис. 5. При проектировании силовых цилиндров сталкиваются с двумя противоположными требованиями. С одной стороны, необходимо обеспечить герметичность цилиндра, так как утечки снижают коэффициент полезного действия, а в некоторых случаях могут нарушить нормальную работу системы. Вместе с тем

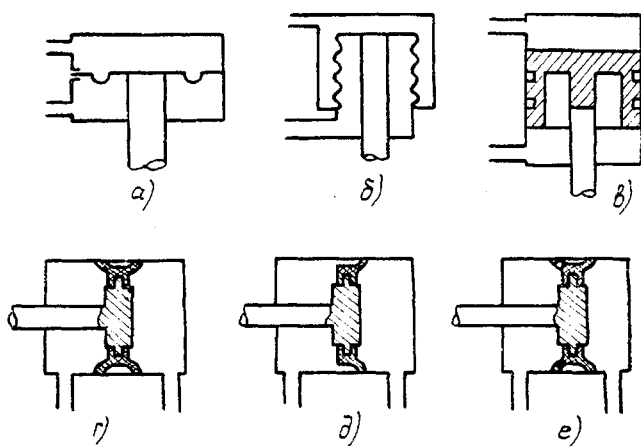


Рис. 5. Силовые цилиндры

желательно не иметь больших сил трения, так как они снижают чувствительность и точность регулирования.

Различают мембранные (рис. 5 а), сильфонные (рис. 5 б) и поршневые (рис. 5 в) цилиндры. Мембранные и сильфонные цилиндры обеспечивают надежную герметичность и малые величины сил трения. В то же время они имеют существенные недостатки, которые ограничивают их применение в САУ ГТД. К недостаткам мембранных цилиндров следует отнести и большие габариты, а также невозможность получения достаточно больших перемещений (обычно их рабочий ход не превышает 3—5 мм) и реализации больших перепадов давлений (определяется прочностными характеристиками мембраны). Недостатком сильфонных цилиндров является высокая жесткость сильфона, приводящая к дополнительным усилиям и уменьшению точности регулирования. Сильфоны очень чувствительны к виброперегрузкам, поэтому применение их в системах регулирования ТРД, где уровень перегрузок высокий, связано с необходимостью введения специальных конструктивных мероприятий. Они имеют значительные габариты, и их ход также не очень велик, хотя по этим показателям они и лучше мембранных.

Наиболее надежными и универсальными являются поршневые силовые цилиндры. В зависимости от конструкции поршня их можно подразделить на прецизионные (рис. 5 в), двухманжетные (рис. 5 г), одноманжетные (рис. 5 д).

В прецизионном цилиндре отсутствует уплотнение между стенкой цилиндра и поршнем. Здесь может происходить перетекание рабочей жидкости из одной полости в другую. Величины утечек зависят от размеров зазоров, конструкции поршня и перепада давлений и могут достигать десятков $\text{см}^3/\text{мин}$. Они не стабильны и зависят от целого ряда факторов, не поддающихся учету: температуры жидкости, времени работы и т. д. Это допустимо, если утечки малы по сравнению с основными потоками жидкости. Но в ряде случаев, когда подвод жидкости осуществляется через малые отверстия, утечки становятся соизмеримыми с основными потоками, и тогда такие цилиндры не применимы. Для уменьшения утечек и боковых прижимов поршня от давления жидкости в стенках поршней делают кольцевые канавки.

Для получения надежной герметичности применяют специальные уплотнения из упругих материалов, например, резины. На рис. 5 г показан поршень с двусторонней резиновой манжетой. Манжета имеет небольшой предварительный натяг и, кроме того, под действием давления рабочей жидкости в полостях цилиндра дополнительно прижимается к стенкам, что обеспечивает надежную герметичность. Недостатком такой конструкции является повышенная сила трения, так как прижим манжеты осуществляется высоким давлением, действующим

щим на две кромки манжеты. При высоких значениях давлений сила трения превышает 10 кг. Это уменьшает чувствительность и снижает точность регулирования.

Уменьшения силы трения можно добиться применением поршня с одноманжетным уплотнением (рис. 5 д). Здесь на кромку манжеты действует разность давлений в полостях цилиндра, величина которой обычно не очень велика. Поэтому сила прижима манжеты, а следовательно, и трение, будут значительно меньше. Однако надежная работа такого поршня может быть обеспечена только в случае, когда давление в правой полости цилиндра будет больше, чем в левой. В противном случае манжета отождется, уплотнение нарушится, а движение поршня прекратится. Другой причиной нарушения герметичности может явиться попадание частичек грязи под кромку манжеты.

Если на стенку цилиндра попала механическая частичка, то при движении поршня влево она может попасть под манжету, отжать ее и нарушить работу цилиндра. Для предотвращения этого поршень выполняют как двухманжетный, но в одной из манжет прорезают отверстие (рис. 5 е). Такая конструкция по своим свойствам полностью эквивалентна поршню на рис. 5 д, но наличие второй манжеты позволяет счищать со стенок цилиндра небольшие механические частички, если они почему-либо попадут туда в процессе эксплуатации. Этим увеличивается надежность усилителя.

Недостатком резиновых уплотнений является значительное изменение упругих свойств резины при изменении температуры.

Увеличение диапазона скоростей полета приводит к значительному повышению рабочей температуры топлива. В этих условиях находят применение манжеты из фторопласта. Фторопласт имеет малый коэффициент трения, но обладает плохими упругими свойствами, поэтому приходится вводить специальные конструктивные мероприятия, обеспечивающие надежное поджатие такой манжеты к цилиндру.

Силовые цилиндры могут быть подразделены по характеру подвода рабочей жидкости. На рис. 6 а изображен силовой цилиндр с односторонним подводом рабочей жидкости. Вторая полость его сообщена со сливным давлением; движение вправо осуществляется с помощью пружины. Наличие пружины создает дополнительную жесткость; вместе с тем сама пружина должна быть достаточно сильной. Такие цилиндры применяются там, где имеется постоянно действующая односторонняя нагрузка.

Может быть сделан силовой цилиндр, где в одну из полостей подводится постоянное давление жидкости p_n , неизменяемое в процессе регулирования, но достаточно большой величины (рис. 6 б). Здесь управление ведется также только одной

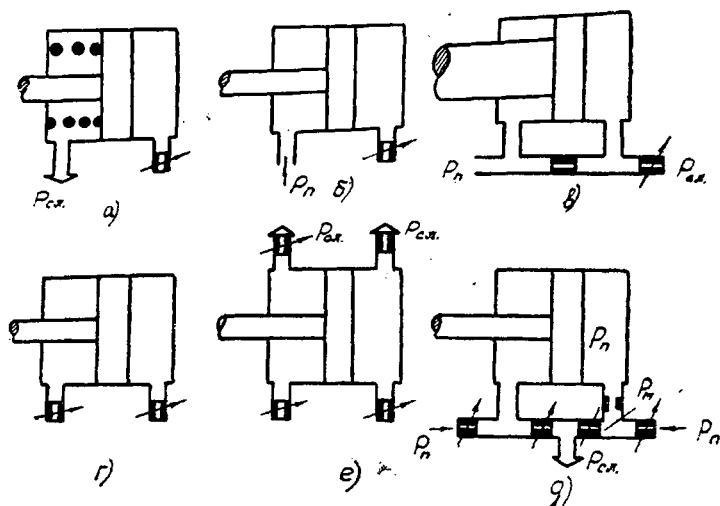


Рис. 6. Гидравлические схемы силовых цилиндров

полостью, давление в которой может быть как больше, так и меньше p_n . Перемещение поршня вправо осуществляется за счет энергии давления p_n , подведенного в левую полость от какого-то другого источника. На рис. 6 в изображен силовой цилиндр, где в левую полость подводится такое же давление, что и в правую. В правую полость оно подводится через жиклер и через второй управляемый жиклер может стравливаться. С целью обеспечения достаточно больших сил при движении в ту и другую сторону площадь поршня слева сделана меньше, чем справа за счет достаточно большого диаметра штока, второй конец которого выведен в сливную полость.

Цилиндр, изображенный на рис. 6 б, проще по конструкции и меньше по габаритам, чем на рис. 6 в, но требует подвода промежуточного постоянного давления.

На рис. 6 г показан силовой цилиндр с двумя управляемыми полостями. Здесь управляющий элемент одновременно производит изменение подвода и отвода жидкости из обеих полостей. Могут быть и более сложные схемы, когда осуществляется изменение сразу четырех проходных сечений, т. е. одновременно меняются проходные сечения на подводе к обеим полостям и проходные сечения на сливе из обеих полостей (рис. 6 д).

Могут быть случаи, когда меняются не все четыре, а только три сечения. Такой силовой цилиндр показан на рис. 6 е.

Введение двух регулируемых сопротивлений усложняет соответственно управляющий элемент, так как требует от него изменения двух сопротивлений одновременно; еще больше усложняется элемент при трех и четырех сопротивлениях. Одна-

ко при этом почти в два раза увеличиваются располагаемые перепады давлений на поршне, а следовательно, и максимально развиваемые усилия, что позволяет повысить надежность. При сохранении одинаковых запасов сил уменьшаются габариты и увеличивается быстродействие. Полости цилиндра могут быть проточными (рис. 6 в) и непроточными (рис. 6 а, б, г). Проток жидкости через полости цилиндра позволяет удалить из них воздух, который может выделяться из рабочей жидкости в процессе эксплуатации. Наличие воздуха может приводить к значительным искажениям в характере работы усилителя, поэтому в конструкциях регуляторов применяют специальные мероприятия для его удаления.

Могут быть и другие схемы подвода рабочей жидкости к цилиндрам.

Различают усилители непрерывного действия, когда поршень может останавливаться в любом положении, и двухпозиционные, когда поршень останавливается только в двух крайних положениях.

В системах регулирования двигателей получили наибольшее распространение гидравлические усилители с диаметрами поршней 20—50 мм и ходами 10—30 мм. Они обеспечивают достаточное усилие для перемещения регулирующих органов, изменяющих подачу топлива, и имеют сравнительно небольшие габариты. Для гидроцилиндров, изменяющих геометрию двигателя, диаметры и ходы значительно больше.

Выбор диаметра поршня производится исходя из необходимости обеспечения максимально требуемых усилий на исполнительном органе. Обычно, с целью обеспечения надежности системы при различных отклонениях от нормальной работы (увеличении сил трения, уменьшении подводимых давлений и т. д.), диаметр поршня выбирается с двойным силовым запасом, т. е. произведение максимального перепада давлений в полостях сервопоршня, умноженное на площадь поршня, должно быть примерно в два раза больше, чем максимальное сопротивление исполнительного органа. Такой запас сил должен быть обеспечен при движении поршня как в одну, так и в другую сторону. Ход поршня определяется конструкцией и характеристиками исполнительного органа. Скорость его перемещения зависит от проходных сечений управляющего элемента.

Управляющие элементы

Управляющие элементы служат для преобразования малых энергий чувствительных элементов в гидравлическую энергию, подводимую к силовому цилиндру. Они должны обладать высокой чувствительностью и работать при малых усилиях. Входным сигналом управляющего элемента, как правило, является перемещение. Выходной сигнал реализуется в виде изменения

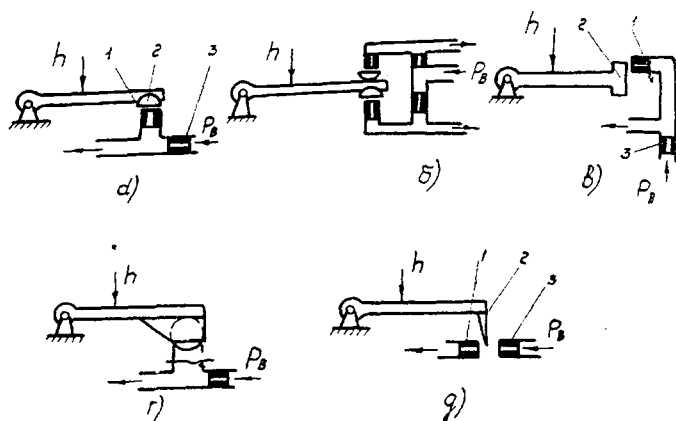


Рис. 7. Управляющие элементы типа сопло-заслонка

проходного сечения гидравлического сопротивления. По роду изменения гидравлического сопротивления, наибольшее распространение получили управляющие элементы типа сопло — заслонка и золотниковые.

Элементы типа сопло — заслонка подразделяются на плоский клапан, маятник, сопло — нож. Элемент с плоским клапаном (рис. 7 а) состоит из входного гидравлического сопротивления 3, выходного сопротивления — сопла 1 и плоского клапана заслонки 2. Рабочая жидкость с давлением $p_в$ подводится к входному сопротивлению и через выходное сопротивление 1 вытекает на слив. Сопротивление 1 является переменным, площадь проходного сечения его меняется путем перемещения клапана 2 вверх или вниз. При перемещении вниз клапан прикрывает сопло 1 и тем самым уменьшает его; при перемещении вверх — увеличивает. Полость между сопротивлениями 3 и 1 соединяется с силовым цилиндром. Принципиально можно менять одновременно и два сопротивления (рис. 7 б), но конструктивно выполнение такой схемы затруднено, так как рабочее расстояние между выходным жиклером и плоским клапаном очень мало (десятые доли мм) и отрегулировать его с двух сторон трудно.

В данных примерах изменялось сопротивление на выходе жидкости. Можно менять площадь входного жиклера. Это конструктивно неудобно, так как требует специальных мероприятий для соединения плоского клапана, находящегося в полости высокого давления, с чувствительным элементом.

Жидкость, вытекающая перпендикулярно плоскости клапана, создает действующую на клапан дополнительную силу, которую нужно преодолевать чувствительному элементу. Величина

силы зависит от давления и хода клапана, меняется в процессе работы и может достигать достаточно больших величин. Наличие этой силы снижает точность работы САР.

Основным преимуществом плоского клапана является его высокая чувствительность и хорошая герметичность при полностью закрытом клапане.

На рис. 7 в изображен управляющий элемент типа маятника. Здесь открытие отверстия, выполненного перпендикулярно оси качания рычага, происходит не по высоте, а по диаметру.

Давление питания p_v подводится к входному жиклеру 3 и срабатывает через выходное сопротивление 1. Изменение площади сопротивления осуществляется маятником 2.

Особенность этого типа сопла — заслонки состоит в том, что выходное сопротивление может быть выполнено в виде щели любой конфигурации. Часто в конструкциях применяются прямоугольные щели. Ширина щели определяет характер изменения площади сопротивления по ходу маятника и может быть достаточно большой. Маятник меньше подвержен засорению, так как при своем движении счищает случайно попавшие посторонние частицы. Он не создает полной герметичности вследствие утечек по зазорам.

Так как выходной жиклер 1 расположен вдоль оси рычага, то реакция от давления жидкости воспринимается осью маятника и не передается на чувствительный элемент. Следует, однако, иметь в виду, что при истечении жидкости из жиклера 1 на кромку маятника действует гидродинамическая сила, величина которой изменяется по режимам работы и может оказывать существенное влияние на работу элемента.

Маятник имеет большие габариты, чем плоский клапан.

Изображенный маятник меняет только одно выходное сопротивление. Существуют конструкции, в которых одновременно меняются несколько (два, три, четыре) сопротивлений.

На рис. 7 г показан элемент типа сопло — нож. Здесь ось выходного отверстия расположена параллельно оси рычага, а кромка, которая перекрывает отверстие, сделана острой.

Конструктивное выполнение такого элемента значительно сложнее предыдущего. Под действием давления жидкости происходит отжим ножа от сопла, что приводит к увеличению утечек по зазору и ухудшению герметичности.

Другой элемент типа сопло — нож показан на рис. 7 д. Здесь поток жидкости с давлением p_v подводится к жиклеру 3 и через жиклер 1 поступает в управляемую полость цилиндра. Между жиклерами 1 и 3 находится сливная полость, в которой помещена острокромочная перемещающаяся перегородка 2. Она искажает поток так, что в жиклер 1 поступает только часть расхода жидкости, и там создается меньшее давление. Этот элемент обладает большей чувствительностью, чем предыдущие, так как здесь отсутствует трение между жиклерами и

заслонкой. Недостатком его является отсутствие герметичности и потеря части давления при проходе струи через сливную полость.

Большое распространение в качестве управляющих элементов получили золотниковые элементы (рис. 8). Золотник представляет собой цилиндрический стержень, на котором выполнены кольцевые проточки. Он помещен во втулку, относительно которой может перемещаться. Во втулке имеются отверстия, соединенные каналами с полостями силового цилиндра и каналами подвода и отвода рабочей жидкости. При перемещении пояски золотника открывают или закрывают отверстия, соединяя полости цилиндра с тем или иным давлением.

Типов золотников очень много. Их можно подразделить на однокромочные (рис. 8 а), двухкромочные (рис. 8 б, в), трехкромочные (почти не применяются), четырехкромочные (рис. 8 г). Рабочая жидкость с давлением p_v подводится по каналу 1 к отверстию во втулке 2, пройдя которое, поступает в проточку 3, сообщенную каналом с рабочей полостью. Перемещаясь вниз, золотник перекрывает отверстие и уменьшает подачу рабочей жидкости (рис. 8 а).

У двухкромочных золотников происходит одновременное изменение двух проходных сечений, а у четырехкромочных — четырех, причем некоторые сечения могут прикрываться, а другие открываться.

Золотники являются компактными управляющими элементами и позволяют управлять одновременно несколькими полостями цилиндра, соединяя их с каналами подвода и слива ра-

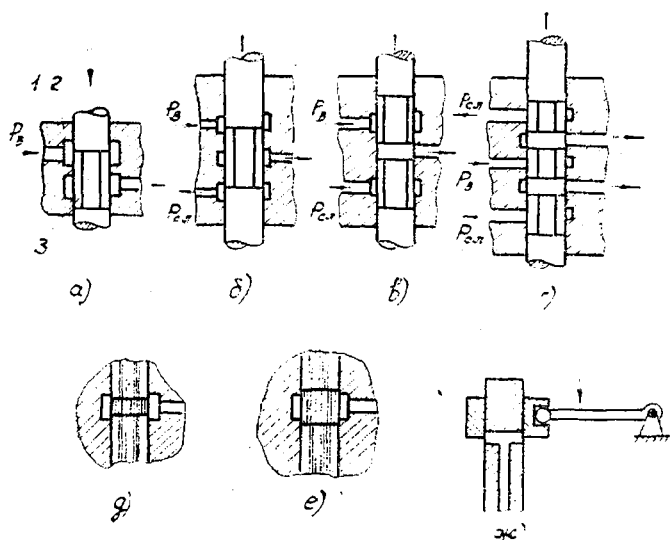


Рис. 8. Золотниковые управляющие элементы

бочей жидкости. Это дает возможность повысить запас сил на поршне цилиндра или уменьшить их габариты. С помощью золотников легко получить крутые и нелинейные характеристики, обеспечить большое быстродействие. Их недостаток — повышенная величина трения между золотником и втулкой. Особенно это сказывается при высоких давлениях рабочей жидкости, которая, попадая в зазор между втулкой и золотником, создает большую силу прижима золотника к втулке. Кроме того, золотники более чувствительны к зависанию вследствие попадания частичек грязи в зазор между втулкой и золотником. Для повышения чувствительности золотники иногда приводят во вращение. При этом уменьшается сила трения при перемещении золотника вдоль втулки и увеличивается его чувствительность.

Золотники не обеспечивают полной герметичности, так как всегда имеются утечки жидкости по зазорам.

В зависимости от соотношения ширины пояса и ширины окон втулки различают золотники с отрицательным перекрытием (проточные), когда ширина пояса меньше, чем отверстие во втулке (рис. 8 д), и с положительным перекрытием (непроточные), когда ширина пояса больше отверстия во втулке (рис. 8 е).

В первом случае при перемещении золотника одновременно изменяются два сечения; во втором — имеется мертвый ход золотника, т. е. после закрытия регулируемого отверстия соединение его с другой полостью не произойдет, пока золотник не совершит дополнительное перемещение.

Разновидностью золотникового элемента является ползушка (рис. 8 ж). Основное отличие ее заключается в том, что в движение приводится не золотник, а втулка, которая перекрывает отверстия, выполненные в теле золотника.

В выполненных системах регулирования могут встречаться и другие типы силовых цилиндров и управляющих элементов.

Из приведенных примеров следует, что различное сочетание управляющих элементов и силовых цилиндров позволяет получить большое многообразие схем гидравлических усилителей. Однако во всех случаях для обеспечения работы силового цилиндра необходимо иметь возможность соединять хотя бы одну из его полостей как с каналом подвода рабочей жидкости, так и с каналом слива, то есть полость цилиндра обязательно должна быть соединена по крайней мере с двумя гидравлическими сопротивлениями. В то же время некоторые из рассмотренных управляющих элементов изменяют только одно сопротивление. В этих случаях в качестве второго сопротивления используется неизменяемое сопротивление в виде жиклера. Такие схемы показаны на рис. 4 в; 6 в; 7 а, б, в, г. Жиклеры широко применяются в схемах гидравлических усилителей. В большинстве случаев они устанавливаются на линии подвода

рабочей жидкости, а регулируемое сопротивление — на сливе ее из полости цилиндра. Но встречаются схемы и с обратным расположением постоянного и переменного сопротивлений.

Жиклеры широко применяются для создания протока жидкости через полости цилиндра с целью удаления воздуха из этих полостей, а также для получения давлений рабочей жидкости, пропорциональных имеющимся в агрегате, но меньших по величине. Это достигается путем создания протока через два последовательно установленных жиклера (см. рис. 9 а). Такое устройство является чрезвычайно простым и получило название жидкостного редуктора.

Как правило, в системах регулирования применяются жиклеры диаметрами от 0,6 до 1,5 мм, жиклеры меньших диаметров не применяются, так как в процессе эксплуатации они могут засоряться, что может вывести из строя элемент и всю систему регулирования.

Расчет гидравлических усилителей и их характеристик

В подавляющем большинстве гидравлических усилителей течение жидкости через сопротивления является турбулентным. В этом случае объемный расход жидкости q через сопротивление определяется зависимостью

$$q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{\Delta p}. \quad (7)$$

Здесь μf — эффективная площадь проходного сечения сопротивления, (μ — коэффициент расхода);

γ — удельный вес;

Δp — перепад давлений жидкости на сопротивлении.

На практике часто бывает известен расход q_1 при каких-либо фиксированных значениях Δp_1 и $\mu_1 f_1$, и требуется определить расход q , соответствующий другим значениям Δp и μf

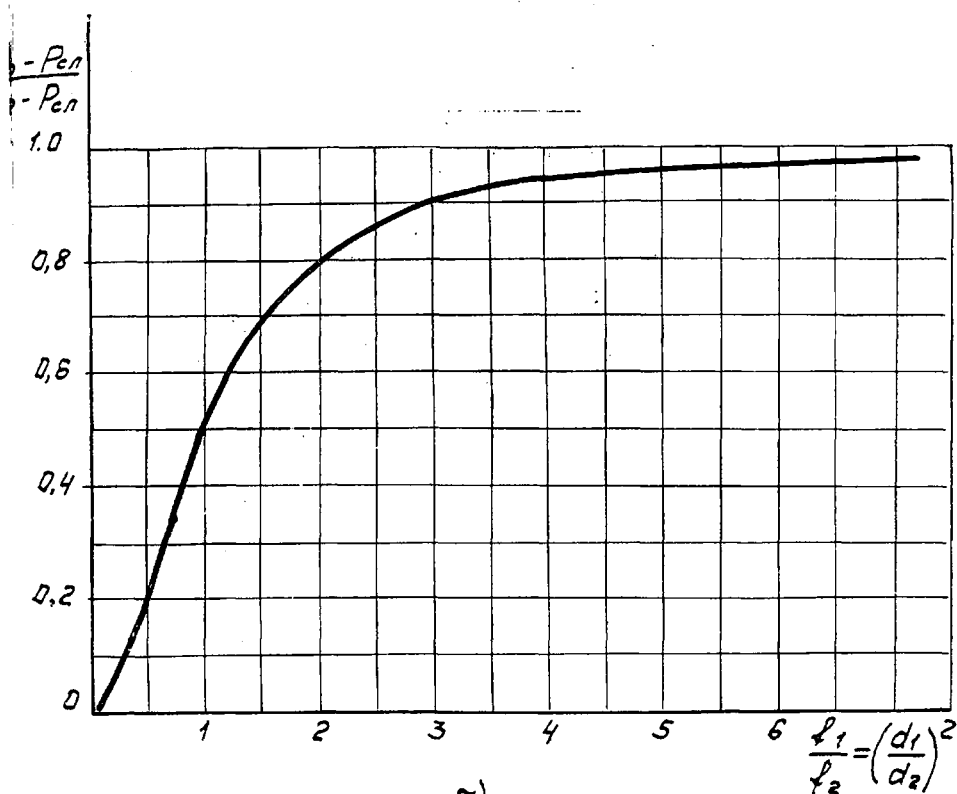
Написав уравнения (7) для обоих случаев и разделив их друг на друга, получим

$$q = q_1 \frac{\mu f}{\mu_1 f_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_1}}. \quad (8)$$

Для $\gamma = 0,78 \text{ г/см}^3$ (удельный вес наиболее распространенных керосинов) расход жидкости через цилиндрический жиклер площадью в 1 мм^2 (диаметром 1,13 мм) при $\mu = 0,83$ и перепаде давлений на нем в 10 кг/см^2 — q_{10} составляет 150 л/час , или $2500 \text{ см}^3/\text{мин}$, или $\sim 42 \text{ см}^3/\text{сек}$. Это достаточно большие расходы жидкости, а перепады, которые названы, лежат в диапазоне рабочих. Расхода в $40 \text{ см}^3/\text{сек}$ достаточно для того, чтобы переместить на 10 мм поршень диаметром 40 мм за 0,3 сек.



а)



б)



в)

Рис. 9. Жидкостной редуктор: а — схема редуктора, б — характеристика редуктора, в — многожиклерное сопротивление

Учитывая, что q_{10} соответствует $f = 1 \text{ мм}^2$, и $\Delta p = 10 \text{ кг/см}^2$, для $\mu = 0,83 = \text{const}$ из (8) найдем, что расход q при других площадях f (в мм^2) и перепадах давлений Δp (в кг/см^2) определится как

$$q = q_{10} \cdot f \sqrt{\frac{\Delta p}{10}}.$$

Из (7) следует, что расход изменяется линейно от площади проходного сечения и пропорционально квадратному корню из перепада давлений. Эта нелинейная зависимость q от Δp создает много принципиальных затруднений при расчете и анализе систем регулирования.

Давление жидкости p_n в промежуточной полости редуктора (рис. 9 а) легко определить, приравняв расходы жидкости, протекающие через первый и второй жиклеры:

$$q = \mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_v - p_n} = \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_n - p_{сл}},$$

откуда

$$p_n = \frac{f_1^2 p_v + f_2^2 p_{сл}}{f_1^2 + f_2^2} = \frac{f_1^2 / f_2^2 p_v + p_{сл}}{f_1^2 / f_2^2 + 1}$$

или

$$p_n - p_{сл} = (p_v - p_{сл}) \frac{f_1^2}{f_1^2 + f_2^2} = (p_v - p_{сл}) \frac{(f_1/f_2)^2}{1 + (f_1/f_2)^2}. \quad (9)$$

Для цилиндрических жиклеров

$$f_1/f_2 = d_1^2/d_2^2,$$

где d_1 и d_2 — диаметры жиклеров.

При расчетах удобно зависимость (9) представлять графически

в виде $\frac{p_n - p_{сл}}{p_v - p_{сл}} = \Phi\left(\frac{f_1}{f_2}\right)$ или $\frac{p_n - p_{сл}}{p_v - p_{сл}} = \Phi\left(\frac{d_1}{d_2}\right)$ (см. рис. 9б). В САР ГДТ часто принимают все давления избыточными над сливом, а в написанных выражениях обозначение $p_{сл}$ опускается.

Иногда приходится иметь дело с рядом последовательно установленных жиклеров (рис. 9 в). Расход жидкости в этом случае определяется теми же выражениями (7) и (8), но с заменой μf на эквивалентную площадь $\mu f_{\text{экв}}$

$$\left(\frac{1}{\mu f_{\text{экв}}}\right)^2 = \sum_{i=1}^l \left(\frac{1}{\mu f_i}\right)^2.$$

Если все жиклеры одинаковые, с площадью μf , то

$$\mu f_{\text{экв}} = \frac{\mu f}{l},$$

где l — число жиклеров.

Управляющие элементы гидравлических усилителей представляют собой переменные гидравлические сопротивления. Их основной характеристикой является изменение площади проходного сечения по ходу. Так, для плоского клапана (рис. 7а) эта площадь $f_{\text{кл}}$ определится зависимостью

$$f_{\text{кл}} = \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}}, \quad (10)$$

где $d_{\text{кл}}$ — диаметр седла 1 клапана, $h_{\text{кл}}$ — высота щели между седлом 1 и клапаном 2 (см. рис. 7а)

Для маятника (рис. 7 в) и золотников (рис. 8), если сопротивление выполнено в виде плоской щели,

$$f = b \cdot h,$$

здесь b — ширина щели; h — высота ее открытия.

Для расчета усилителей удобнее пользоваться характеристиками не геометрической площади, а расхода жидкости через элемент, для определенного перепада давлений. Такие кривые учитывают коэффициент истечения и легко могут быть получены с помощью эксперимента. На рис. 10 приведены кривые для плоского клапана с седлом $d_{\text{кл}} = 1,5$ мм. Там же нанесены значения силы, действующей на клапан от струи жидкости. Если клапан выполнен с другим диаметром седла, то, согласно (7) и (10), расход жидкости определится так:

$$g = g_{\text{гр}} \frac{d_{\text{кл}}}{1,5},$$

где $g_{\text{гр}}$ — расход, взятый из графика.

Сила, $P_{\text{кл}}$, действующая на клапан, может быть определена так:

$$P_{\text{кл}} = \alpha_{\text{кл}} \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4} p_{\text{кл}}, \quad (11)$$

где $\alpha_{\text{кл}}$ — коэффициент коррекции силы по площади клапана,

$p_{\text{кл}}$ — давление жидкости, подведенной к клапану.

Согласно (11) $P_{\text{кл}}$ для другого диаметра седла равно

$$P_{\text{кл}} = P_{\text{гр}} \frac{d_{\text{кл}}^2}{2,75},$$

где $P_{\text{гр}}$ — значение силы, взятое из графика.

На рис. 11 показана характеристика изменения расхода $q_{\text{м10}}$ через маятник с шириной щели 5 мм при перепаде давлений на ней $\Delta p_{10} = 10$ кг/см².

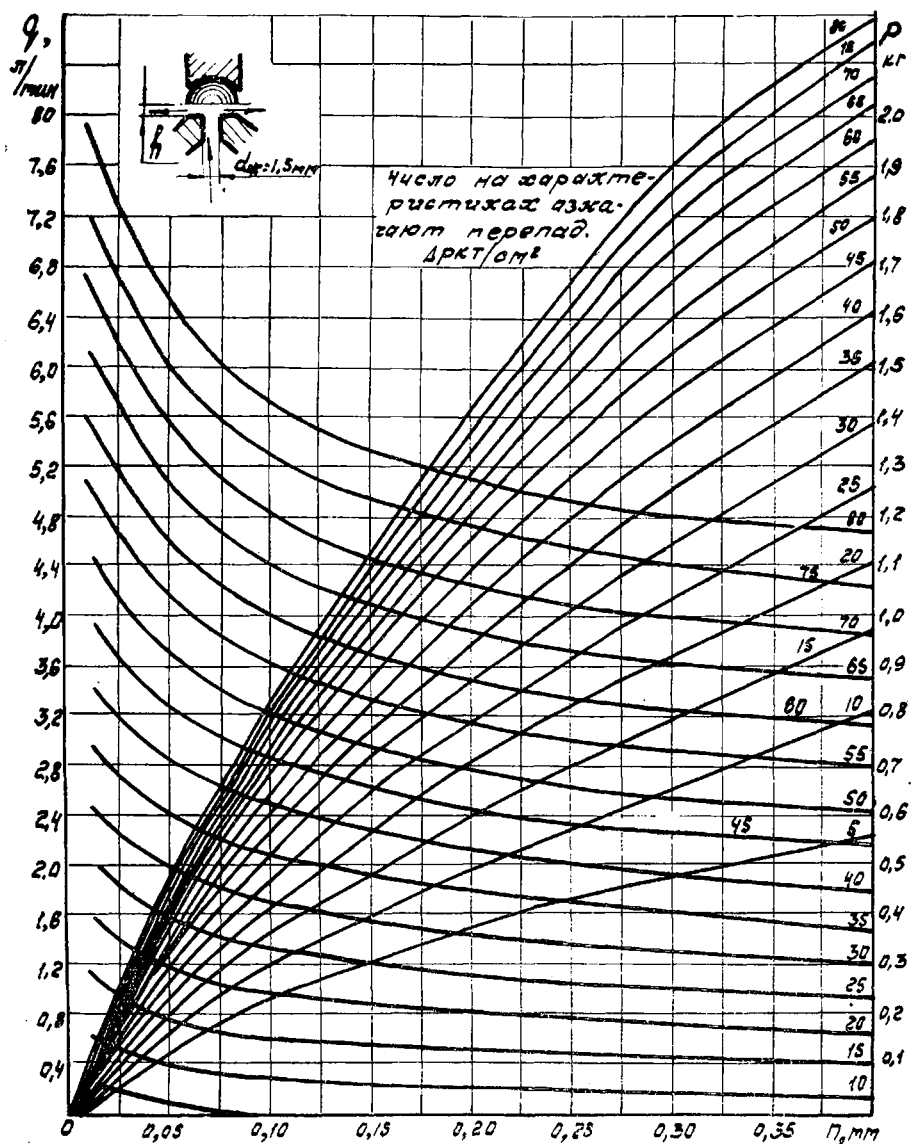


Рис. 10. Характеристика плоского клапана

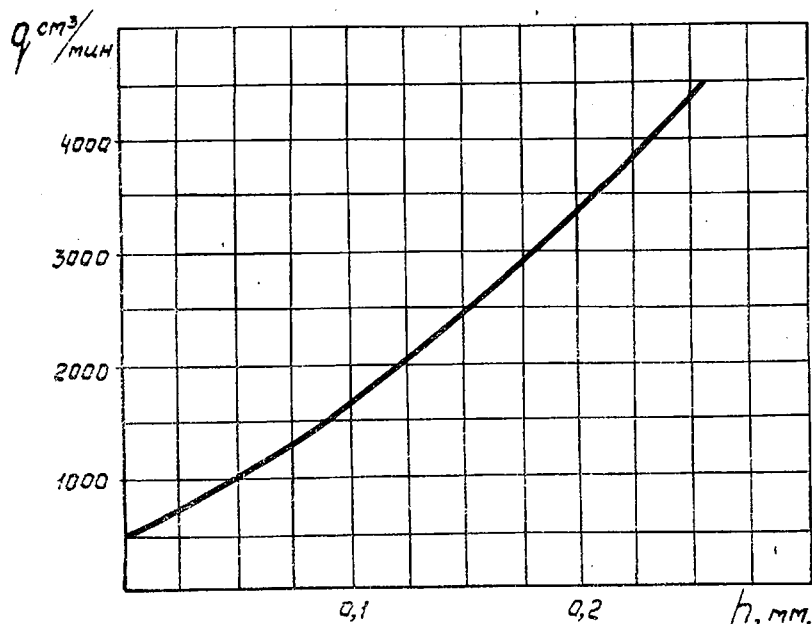


Рис. 11. Характеристика маятника

Некоторый расход, наблюдаемый при нулевой высоте щели, объясняется утечками по зазору.

Для одного из типов золотников на рис. 12 приведена характеристика изменения расхода жидкости $g_{з10}$ через каждую из кромок золотника при перепаде давлений на ней 10 кг/см^2 . Геометрические размеры золотника на этом рисунке соответствуют нулевому положению. На рис. 13 показано изменение давления на выходе из элемента типа сопло—нож, изображенного на рис. 7 б, и указаны размеры элемента.

В практике создания систем регулирования широкое применение находят так называемые технологические характеристики управляющих элементов. Смысл технологических характеристик состоит в том, что контроль правильности выполнения гидравлического сопротивления ведется не путем измерения геометрических размеров, а проверкой непосредственно гидравлических сопротивлений на специальных проливочных стендах.

В этом случае получают более достоверные данные и более строгое соответствие характеристик. Снятие характеристик ведется с максимальным приближением к действительным условиям работы. Схема такого стенда для испытания, например, маятника показана на рис. 14. Здесь жидкость от насоса стенда с давлением $p_B = 20 \text{ кг/см}^2$ подводится через жиклер 1 к щели 2 маятника 3.

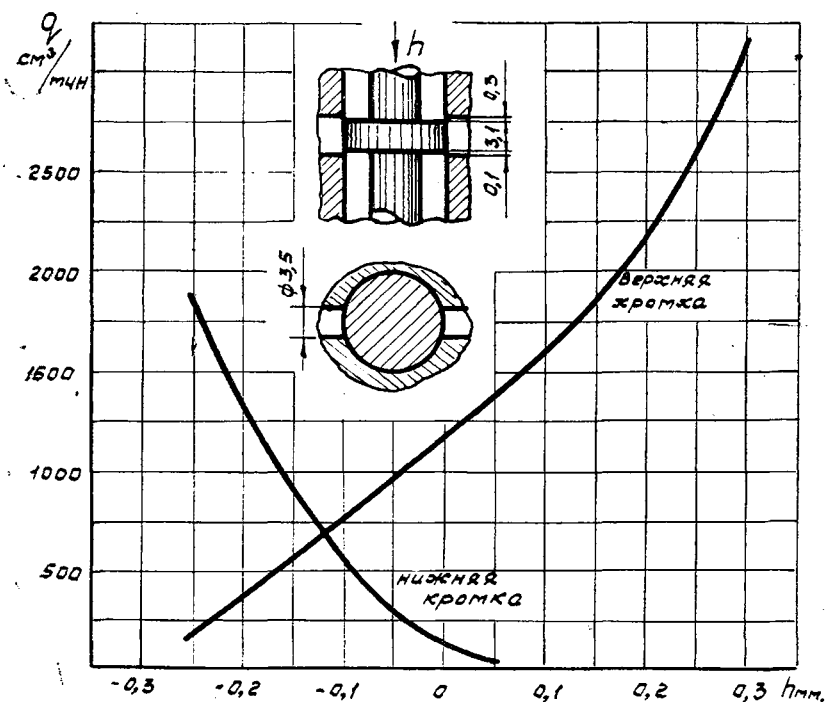


Рис. 12. Характеристика двухкромочного золотника

Гидравлическое сопротивление жиклера 1 строго регламентировано. В рассматриваемом примере оно соответствует проливке $q_{ж} = 1630 \pm 30 \text{ см}^3/\text{мин}$ при перепаде давлений 10 кг/см^2 . Маятник принудительно перемещается с помощью микрометрического винта 4, и снимается характеристика изменения давления в полости 5 от хода маятника h . Получаемая характеристика представлена на рис. 14. В технических условиях предусмотрены определенные нормы и задаются допуски на эту характеристику (пунктирные кривые). Если характеристика не укладывается в нормы, то ведется доработка элемента путем подшлифовки кромок, изменения зазоров или с помощью других мероприятий.

Гидравлическая проливка плоских клапанов, как правило, не применяется, так как они дают идентичные характеристики.

Имея технологическую характеристику, не трудно рассчитать по ней все необходимые расходы и давления, которые будут при работе данного элемента.

Развиваемое усилие для схемы на рис. 4 в определится из условия равенства сил на поршне.

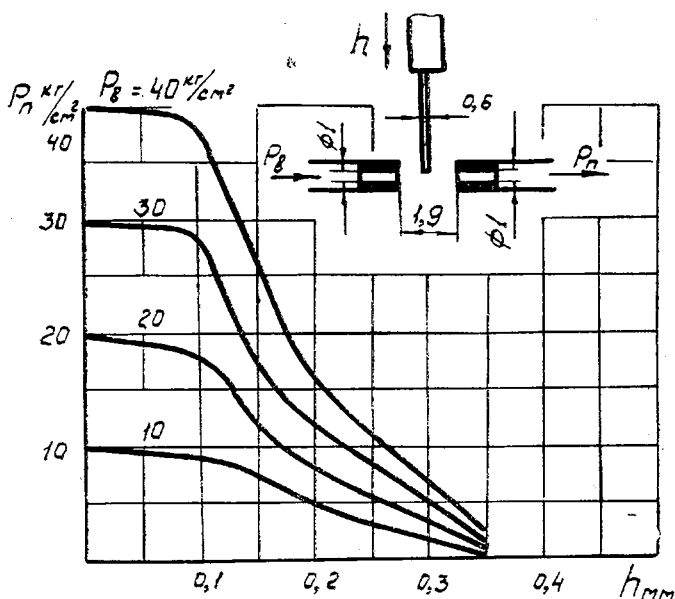


Рис. 13. Характеристика элемента сопло—нож

В общем случае

$$P = F_n \cdot p_n - p_m (F_n - F_{шт}) + P_{пж} - P_{тр}. \quad (12)$$

Здесь F_n и $F_{шт}$ — площади поршня и штока соответственно;

P_m и P_n — давление в левой и правой полостях цилиндра;

$P_{пж}$ — сила, развиваемая пружиной;

$P_{тр}$ — сила трения.

В схеме на рис. 48 давление p_m всегда равняется давлению подводимой рабочей жидкости p_v , а максимальное давление p_n при движении влево, когда клапан 1 полностью закрыт, равно p_v ; при движении вправо p_n определяется соотношением проходных сечений жиклеров 3 и 2. Следовательно, максимальное усилие влево P_d будет

$$P_d = F_{шт} \cdot p_v + P_{пж} - P_{тр}.$$

Соответственно максимальное усилие вправо

$$P_{nv} = p_v \cdot (F_n - F_{шт}) - p_{мин} \cdot F_n - P_{пж} - P_{тр}.$$

Основной характеристикой усилителя является его скоростная характеристика — изменение мгновенной скорости движения поршня по ходу управляющего элемента.

Скорость движения поршня z определяется количеством рабочей жидкости, втекающей в единицу времени в цилиндр:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{q_{гв}}{F_n}. \quad (13)$$

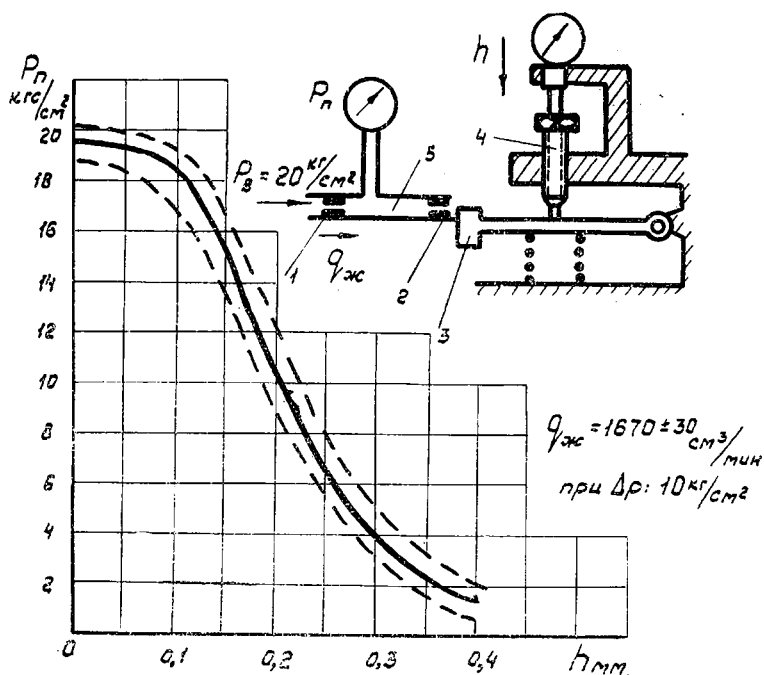


Рис. 14. Технологическая установка (стенд) для снятия характеристик маятника

Рассмотрим расчет скоростной характеристики на примерах усилителей, изображенных на рис. 4.

Расход жидкости q через золотник 1 (рис. 4 а) определится так:

при перемещении поршня 5 вверх

$$q_1 = \mu f_{z_1} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_n}; \quad (14)$$

при перемещении поршня 5 вниз

$$q_2 = \mu f_{z_2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_n - p_{сл}}. \quad (15)$$

Эффективные площади μf_{z_1} и μf_{z_2} определяются формой отверстий во втулке и зависят от перемещения золотника. Пусть ширина пояса точно равна ширине отверстий, а утечки по зазорам отсутствуют. Когда кромки золотника совпадают с краями отверстий, полость цилиндра отсоединяется от каналов подвода и слива, и поршень не будет перемещаться. Это положение золотника примем за нулевое. Смещение золотника вниз от нуля будем считать положительным, а вверх — отрицательным. Для поршня 5 положительным перемещением примем его смещение вверх. При этом положительному смещению

золотника Δh будет соответствовать положительная скорость поршня z .

Если принять, что во втулке выполнены 2 прямоугольных отверстия с шириной b , то для каждой из кромок найдем:

$$f_{z_1} = 2bh, \quad (16)$$

$$f_{z_2} = -2bh. \quad (17)$$

Расход жидкости зависит также от величин давлений на линиях подвода p_v , слива p_{cl} и в полости цилиндра p_n . Последнее определяется величиной затяжки пружины 3 ($P_{пж}$), нагрузкой на шток $P_{шт}$ и силой трения поршня $P_{тр}$

$$p_n = p_{cl} + \frac{P_{пж} + P_{шт} \pm P_{тр}}{F_n}. \quad (18)$$

Подставляя значения f_z , p_n и q из (14), (15), (16), (17), (18) в (13), получим выражения, определяющие скорость движения сервопоршня:

$$\dot{z} = \frac{\mu 2bh}{F_n} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_{cl} - \frac{P_{пж} + P_{шт} - P_{тр}}{F_n}}, \quad (19)$$

$$\dot{z} = -\frac{\mu 2bh}{F_n} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{P_{пж} + P_{шт} - P_{тр}}{F_n}}.$$

Скорость поршня, изображенного на рис. 4 в, определяется разностью расходов жидкости, протекающей через жиклер 3— $q_{ж}$ и вытекающей через сопло 2— $q_{кл}$:

$$F_n \dot{z} = q_{ж} - q_{кл}. \quad (20)$$

Здесь
$$q_{ж} = \mu f_{ж} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_n}, \quad (21)$$

$$q_{кл} = \mu f_{кл} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_n - p_{cl}} = \mu \pi d_{кл} h \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_n - p_{cl}}. \quad (22)$$

Когда $q_{ж} = q_{кл}$, то $q_{ж} - q_{кл} = 0$ и $\dot{z} = 0$, т. е. поршень не перемещается.

Давление p_n можно определить из (12), учитывая, что $p_m = p_n$:

$$p_n = p_v \frac{F_n - F_{шт}}{F_n} + \frac{P - P_{пж} \pm P_{тр}}{F_n}. \quad (23)$$

Совместное решение выражений (20, 21, 22, 23) дает

$$\begin{aligned} \dot{z} = & \frac{\mu f_{ж}}{F_n} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v \frac{F_n - F_{шт}}{F_n} - \frac{P - P_{пж} \pm P_{тр}}{F_n}} - \\ & - \frac{\mu \pi d_{кл} h}{F_n} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v \frac{F_n - F_{шт}}{F_n} + \frac{P - P_{пж} \pm P_{тр}}{F_n}} - p_{cl}. \end{aligned} \quad (24)$$

Этим выражением определяется как положительная, так и отрицательная z , а ее знак получается автоматически.

Выражения (19) и (24) имеют две особенности: 1) z является нелинейной функцией от ряда параметров; 2) z зависит от положения поршня. Первая особенность присуща почти всем гидравлическим усилителям и очень часто приводит к существенным затруднениям как при расчете характеристик, так и исследовании динамики системы регулирования. Вторая особенность связана с конструкцией данных усилителей. Давление p_n зависит от меняющейся по ходу сервопоршня силы, развиваемой пружиной, помещенной в цилиндре. В схеме на рис. 4 в это приводит к статической ошибке, так как равновесие поршня на разных z будет достигаться при разных положениях управляющего элемента. Такой усилитель является статическим. Если изъять пружину из усилителя, т. е. выполнить цилиндр, например, по схеме на рис. 6 б, то давление p_n не будет зависеть от положения поршня (при постоянной нагрузке), и перепад на дозирующих сечениях управляющих элементов остается постоянным (давления подвода и слива рабочей жидкости считаем неизменными), скорость z зависит только от величины перемещения управляющего элемента, а остановка поршня будет наблюдаться при строго определенном значении h . Статическая ошибка здесь отсутствует, а усилитель является астатическим.

Вообще статизм усилителя может вызываться не только наличием пружин, но и рядом других факторов, например, силой, действующей на плоский клапан 1 (рис. 4 в), изменением нагрузки или давления рабочей жидкости по ходу поршня. Статизм от наличия пружин в силовых цилиндрах в большинстве случаев очень мал, и им пренебрегают. При проектировании статического усилителя вводят специальную жесткую обратную связь между поршнем и управляющим элементом.

Зависимости, определяемые выражениями (19) и (24), могут быть изображены графически в координатах $z-h$. При разных конструкциях управляющих элементов и силовых цилиндров разными будут и эти характеристики (см. рис. 15).

В идеальном случае зависимость $z=\Phi(h)$ является прямой (рис. 15 а). Она может быть, например, получена в усилителях, построенных по схеме на рис. 4 а, при отсутствии утечек по зазорам золотника и ширине окон, равной ширине пояска, или в усилителе на рис. 4 в при отсутствии сил трения в силовом цилиндре. Действительная скорость не может расти бесконечно, она ограничивается мощностью источника рабочей жидкости и максимальными значениями проходных сечений управляющих элементов и соединительных капалов, а характеристика усилителя имеет ограничение по скорости (рис. 15 б). Наличие сил трения в цилиндре приводит к появлению зоны нечувствительности (рис. 15 в, г).

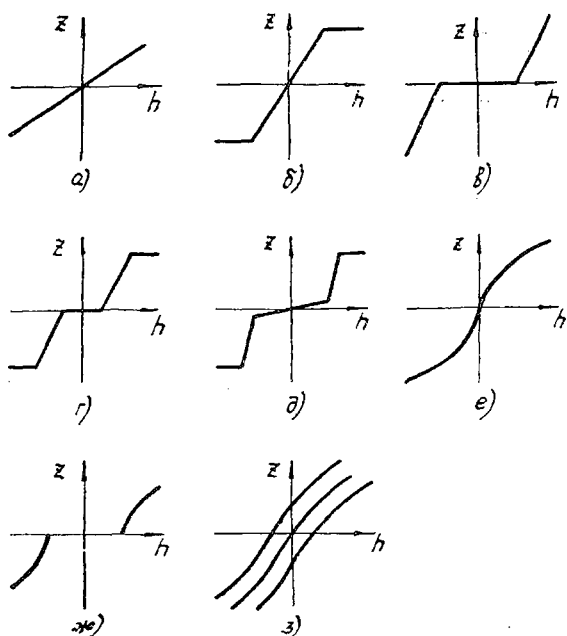


Рис. 15. Скоростные характеристики усилителей

Действительно, пусть поршень 4 усилителя, изображенного на рис. 4 в, обладает сухим трением. Тогда небольшое смещение клапана 1 от равновесного положения не вызовет движения поршня. Пусть заслонка прикроется. Это приведет к уменьшению сечения сопла 2 и уменьшению расхода через него. Избыток жидкости, протекающей через жиклер 3, увеличит давление p_n в полости цилиндра. При этом восстановится равенство расходов через жиклер 3 и сопло 2 (расход через жиклер 3 уменьшится, так как уменьшится перепад давлений на нем).

Если сила, возникшая от изменения p_n , меньше силы трения, то поршень останется на месте. Дальнейшее перемещение клапана приведет к еще большему увеличению p_n , но поршень не будет двигаться до тех пор, пока сила за счет прироста этого давления не преодолеет силу трения. Таким образом, на характеристике $z = \Phi(h)$ появляется площадка в начале координат.

Зона нечувствительности будет и у усилителей, показанных на рис. 4 а, 4 б, если золотник выполнен с положительным перекрытием (см. рис. 8 в). Здесь первоначальное смещение золотника от равновесного режима не приводит к открытию окон, а следовательно, и к движению поршня. В реальных конструкциях по зазору между пояском золотника и окнами

могут быть утечки жидкости, которые приведут к перемещению поршня с очень малой скоростью (рис. 15 д). Утечки по зазорам золотника являются нестабильными, что может вызывать «ползание» системы, а следовательно, снижение точности регулирования.

В САР ГТД встречаются усилители с непроточными полостями цилиндров (рис. 6 д). Они применяются в схемах, где требуется получить сравнительно небольшие скорости перемещения поршня. Здесь между цилиндром и управляющим элементом ставится постоянное гидравлическое сопротивление с проходным сечением значительно меньшим, чем у управляющего элемента. Вызвано это тем, что конструктивно трудно создать управляющий элемент с очень малым переменным проходным сечением. Сопротивление с постоянной малой площадью получить значительно легче. В этом случае скорость перемещения поршня определяется только изменяющимся по ходу управляющего элемента перепадом давлений на постоянном сопротивлении.

Если поршень не двигается, то расхода через сопротивление нет, и перепад на нем равен нулю ($p_m = p_k$, см. рис. 6 д). Смещение управляющего элемента от равновесия приводит к появлению перепада. Так как расход жидкости пропорционален корню из перепада, то характеристика усилителя принимает вид, показанный на рис. 15 е. Наличие сухого трения в цилиндре приводит к появлению зоны нечувствительности (рис. 15 ж). Наличие пружины в полости цилиндра или других факторов, вызывающих статизм, приводит к появлению сетки характеристик, построенных для разных значений z (рис. 15 з).

Уравнение движения гидравлического усилителя в общей форме может быть записано так

$$\frac{dz}{dt} = \Phi(h),$$

где $\Phi(h)$ — скоростная характеристика усилителя (рис. 15).

В линейном приближении $\frac{dz}{dt} = K_{г\gamma} \cdot h$.

Значение $K_{г\gamma}$ можно определить из характеристик путем проведения касательной или секущей, или аналитически, в соответствии с общепринятыми правилами. При наличии статизма, изменения давления в полостях подвода и слива или других воздействий на усилитель (например, изменения нагрузки) в уравнения войдут члены, определяющие указанные воздействия. Наиболее сложным является расчет скоростных характеристик для усилителей с двумя управляемыми полостями. Сложность расчета обусловлена тем, что вследствие нелинейного закона сопротивления не удастся аналитически исключить промежуточные давления в полостях цилиндра.

Рассмотрим методику расчета характеристики на примере изображенного на рис. 4 б усилителя с четырехкромочным золотником, обладающим отрицательным перекрытием (характеристика усилителя показана на рис. 12). Предположим, что со стороны штока на поршень действует внешняя сила $P_{шт}$.

Уравнение равенства сил на поршне, очевидно, будет иметь вид

$$p_n \cdot F_n = p_m (F_n - F_{шт}) + P_{шт}, \quad (25)$$

Уравнения истечения жидкости через отверстия у различных кромок золотников запишутся так:

$$q_1 = \mu f_1 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_m - p_{сл}};$$

$$q_2 = \mu f_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_m};$$

$$q_3 = \mu f_3 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_n};$$

$$q_4 = \mu f_4 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_n - p_{сл}}.$$

Здесь q — расходы, а μf — эффективные площади отверстий в золотнике соответственно при нумерации сверху вниз. Площади $\mu f_1 \div \mu f_4$ определяются положением золотника l $\mu f_1 = \Phi_1(h)$, $\mu f_2 = \Phi_2(h)$ и т. д. Уравнения истечения жидкости через жиклеры $q_{ж1}$ с эффективной площадью $\mu f_{ж1}$ и $q_{ж2}$ с $\mu f_{ж2}$ примут вид:

$$q_{ж1} = \mu f_{ж1} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_m - p_{сл}};$$

$$q_{ж2} = \mu f_{ж2} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_n - p_{сл}}.$$

Количество втекающей (вытекающей) жидкости в полости цилиндра равно произведению скорости перемещения поршня на его площадь и определяется разностью между количеством втекающей и вытекающей через гидравлические сопротивления жидкости:

$$z F_n = q_3 - q_4 - q_{ж2}; \quad (26)$$

$$z \cdot (F_n - F_{шт}) = q_1 - q_2 + q_{ж1}. \quad (27)$$

Написанные 13 уравнений полностью определяют работу усилителя и содержат 14 переменных p_n , p_m , q_1 , q_2 , q_3 , q_4 , $q_{ж1}$, $q_{ж2}$, μf_1 , μf_2 , μf_3 , μf_4 , h , z . Требуется исключить из них 12 неизвестных и получить зависимость z от h .

Решение будем проводить графически, используя проливочные характеристики, изображенные на рис. 12. При отсутствии

проливов расходы через сечения могут быть определены по обычным формулам.

Величины расходов $q_3, q_4, q_{ж2}$, стоящие в (26), зависят только от p_n и h и не зависят от p_m , а расходы $q_1, q_2, q_{ж1}$, выражения (27) определяются p_m и h и не зависят от p_n . Поэтому могут быть построены две сетки зависимостей z : одна от h и p_n , а вторая от h и p_m . Задаемся рядом постоянных значений p_n (или p_m). Для каждого $p_n = \text{const}$ ($p_m = \text{const}$) строим кривые $z = \Phi(h)$.

Из графика рис. 12 (или расчетом) находим:

$$q_1 = q_{1гр} \sqrt{\frac{p_m - p_{сл}}{\Delta p_{гр}}};$$

$$q_2 = q_{2гр} \cdot \sqrt{\frac{p_n - p_m}{\Delta p_{гр}}} \text{ и т. д.}$$

Если оба пояска выполнены симметрично относительно отверстий, то, очевидно, что $q_{1гр}(h) = q_{4гр}(-h)$; $q_{2гр}(h) = q_{3гр}(-h)$. Расходы $q_{ж1}$ и $q_{ж2}$ находим в соответствии с проливкой жиклеров. Они не зависят от h и определяются только перепадами $p_n - p_{сл}$ и $p_m - p_{сл}$.

Подставляя $q_1, q_2, q_3, q_4, q_{ж1}, q_{ж2}$ в (26) и (27), получим $z = \Phi(h)$, как на рис. 16, а, б. (направления отсчета координат обозначены на рис. 4б стрелками). При заданном h должно быть вполне определенное z . Из рис. 16а, б следует, что это возмож-

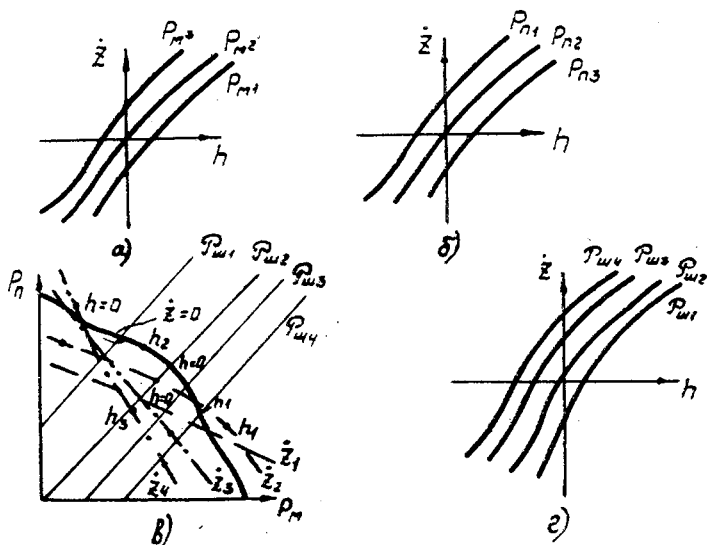


Рис. 16. Характеристики усилителя с четырехкромочным золотником

но только при определенном соотношении p_n и p_m . Строим эти зависимости. Задаемся $\dot{z} = \text{const}$ для каждого фиксированного h , находим из рис. 16а значение p_m , а из рис. 16б — p_n . Полученные точки наносим на плоскости $p_n - p_m$. Для каждого заданного $\dot{z}$ получаем кривую, в каждой точке которой наносим цифры значений h . Сетка кривых показана на рис. 16в.

Имея такую сетку, нетрудно определить истинную скорость поршня при любом отклонении h и любой внешней нагрузке. Для этого на график рис. 16в надо нанести уравнение (25). Оно представляет из себя прямую с углом наклона, определяемым $\frac{F_n - F_{шт}}{F_n}$, и смещенную от начала координат на величину $P_{шт}/F_n$. Точка пересечения прямой с любой из кривых определяет значения h , $\dot{z}$, p_n и p_m , т. е. все параметры усилителя, зная которые нетрудно построить кривые $\dot{z} = \Phi(h)$ для $P_{шт} = \text{const}$ (рис. 16г) т. е. скоростную характеристику усилителя.

Глава III. ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ДАТЧИКИ

Измерительными или чувствительными называются элементы, предназначенные для измерения регулируемой величины или возмущающего воздействия. Часто в системах регулирования нужно преобразовать величину одной физической природы в другую, эквивалентную ей. Чувствительные элементы вместе с преобразователями называются датчиками.

К чувствительным элементам предъявляются весьма жесткие требования. Они должны обладать высокой чувствительностью и замерять параметры с большой точностью.

Чувствительность характеризуется коэффициентом усиления чувствительного элемента, т. е. наклоном его статической характеристики, которую желательно иметь линейной.

Существует термин нечувствительности, под которым понимается минимальное значение регулируемой величины, требуемой для изменения выходной координаты. Она должна быть возможно малой.

Чувствительные элементы и датчики должны обладать высокой надежностью, быть собственно устойчивыми, обладать малой инерционностью. Они могут быть разделены по роду измеряемой величины. Различают чувствительные элементы числа оборотов, давления, перепада давления, температуры, расхода, хода и т. д.

Чувствительные элементы и датчики числа оборотов

Чувствительные элементы числа оборотов измеряют число оборотов и преобразуют его в требуемую величину, обычно в ход или в силу. На рис. 17 показаны схемы различных чувствительных элементов и датчиков числа оборотов.

На рис. 17 а изображен простейший чувствительный элемент, состоящий из вращающегося золотника 3, на который опираются два грузика. Грузики подвешены на осях к вращающейся шайбе. При вращении на грузики действует центробежная сила, которая стремится развести их подальше от оси вращения. Эта сила через иглочки 1 передается на золотник 3. С другой стороны на золотник действует сила затяжки пружины 4. При увеличении числа оборотов центробежная сила увеличивается, и золотник, преодолевая усилие пружины, перемещается вниз. При этом кромки золотника соединяют отверстия во втулке с каналами подвода или слива жидкости.

На рис. 17 б показан элемент, где в качестве измерителя используется жидкость, находящаяся внутри импеллера или небольшого центробежного насоса. При вращении крыльчатки за счет центробежных сил происходит отбрасывание жидкости от центра к периферии. Выходом является перепад давлений жидкости, который зависит от числа оборотов. На рис. 17 в изображен датчик числа оборотов, который состоит из грузиков 1, золотника 2 и жиклера 3. В отличие от датчика на рис. 17 здесь выходным параметром является давление жидкости. К сливной кромке золотника подводится жидкость через жиклер 3. Полость за жиклером каналом 4 соединена с торцом золотника. Давление является выходным параметром датчика и в дальнейшем может быть использовано в других элементах системы. Оно уравнивает силу, развиваемую центробежными грузиками. Если грузики не вращаются, то золотник 2 будет находиться в верхнем или в нижнем положении. Как только начинается вращение, появляется центробежная сила, которая заставит золотник переместиться вниз. Перемещаясь, он перекроет отверстия слива жидкости из канала 4, что приведет к увеличению давления под торцом золотника. Когда сила, действующая на торец золотника, будет равна силе, развиваемой грузиками, движение золотника прекратится. Чем больше число оборотов, тем больше сила, развиваемая грузиками, и тем больше давление на выходе из датчика.

Датчик, показанный на рис. 17 г, состоит из грузика 1, мембраны 2, плоской пружины 3, жиклера 4 и плоского клапана 5. Для получения большей чувствительности грузик подвешен на плоской пружине 3. При вращении грузика центробежная сила создает момент, который стремится повернуть груз против часовой стрелки. Этот момент уравнивается моментом силы, давления жидкости на мембрану 2. Под мембрану жидкость

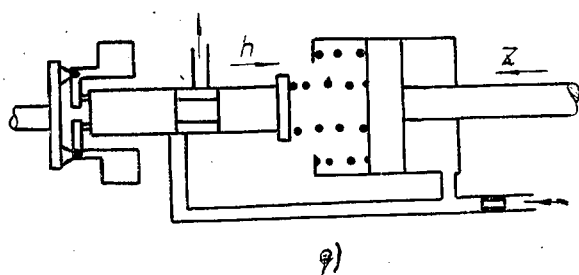
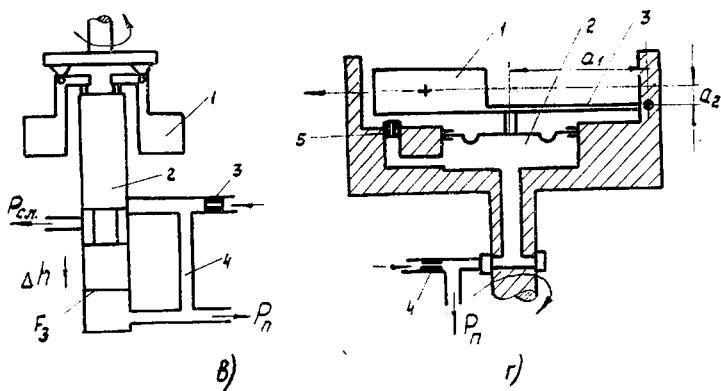
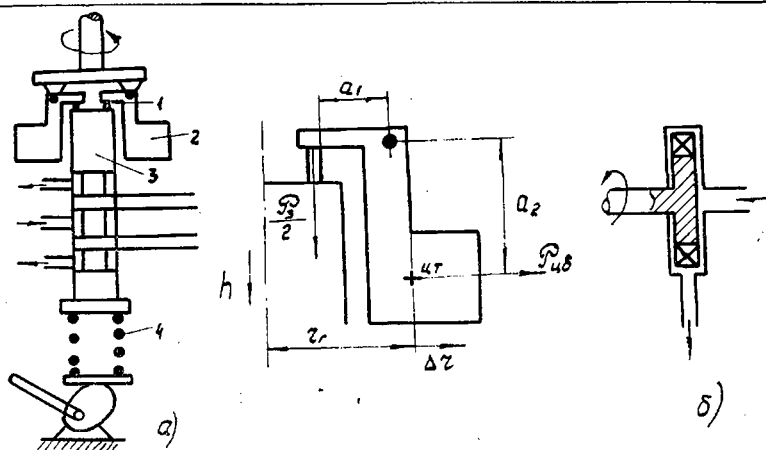


Рис. 17. Датчики числа оборотов

поступает через жиклер 4 и сливается через клапан 5. Пока вращения нет, под давлением жидкости грузик может быть отведен вверх, и клапан 5 открывается, давление под мембраной мало. С увеличением числа оборотов увеличивается развиваемая грузиком сила, клапан 5 прикрывается, давление под мембраной растет. Таким образом, давление жидкости на выходе будет определяться числом оборотов.

На рис. 17 д изображен датчик, выходным параметром которого является перемещение поршня. Здесь имеется такой же чувствительный элемент, как на рис. 17 а, но кроме того встроен гидравлический усилитель, который преобразует полученный сигнал в ход поршня, а за счет обратной связи воздействует на пружину и уравнивает положение золотника. Увеличение числа оборотов приводит к увеличению центробежной силы, развиваемой грузиками, что, в свою очередь, вызывает их перемещение к периферии и движение золотника вправо; кромка золотника прикрывает отверстия слива, давление жидкости под сервопоршнем увеличивается, и он перемещается влево. При этом затягивается пружина, золотник опять смещается влево, приоткрывая кромку слива рабочей жидкости до тех пор, пока не наступит равенство расходов жидкости, вытекающей через нее и втекающей через входной жиклер. При этом произойдет остановка поршня в новом положении, соответствующем новому значению числа оборотов. Чем больше число оборотов, тем больше должен переместиться поршень для того, чтобы уравновесить силу грузиков.

По принципу действия чувствительные элементы и датчики числа оборотов можно разделить на механические (рис. 17 а), гидравлические (рис. 17 б) и гидромеханические (рис. 17 г). По роду выходной величины их можно разделить на датчики давления, когда выходной величиной является давление жидкости (рис. 17, б, в, г), и датчики хода, когда выходной величиной является перемещение (рис. 17 д). Наиболее точными являются механические чувствительные элементы; гидравлические применяются только в грубых системах. Центробежная сила зависит от массы, а масса в гидравлических системах зависит от плотности жидкости, которая изменяется при изменении температуры и сорта топлива. Удельный вес топлива, например, изменяется более чем на 10%, и получить точный замер числа оборотов с помощью таких датчиков не представляется возможным. Изменение плотности топлива влияет и на силу, развиваемую механическим чувствительным элементом, так как грузики вращаются в жидкости. Но так как удельный вес стали, например, в 10 раз больше, чем топлива, то это влияние будет в 10 раз меньше. Так, изменение плотности жидкости на 1% дает изменение силы на 0,1%. Такое влияние в датчиках, как правило, не учитывается или устраняется с помощью специальных компенсаторов.

Конструктивные параметры чувствительных элементов числа оборотов следующие: вес грузиков определяется десятками граммов. При максимальном числе оборотов 3000—5000 об/мин они развивают центробежную силу, приведенную к оси золотника, порядка $5 \div 10$ кг. Расстояние от центра тяжести до оси вращения $\sim 20\text{—}30$ мм. Несмотря на то, что датчики делаются малогабаритными, они обеспечивают большую крутизну характеристик и отличаются высокой надежностью. Один процент изменения числа оборотов вызывает перемещение золотника датчика, изображенного на рис. 17, а на 0,1 мм, хода клапана б датчика (рис. 17 з) — на сотые доли мм.

Для повышения чувствительности в конструкции датчиков вводятся дополнительные мероприятия. Так, применение вращающихся золотников позволяет снизить силы трения в золотнике.

Для получения больших перемещений применяется дополнительный усилитель (рис. 17 д).

Центробежная сила $P_{цб}$, развиваемая грузовиком (см. рис. 17 а), определяется зависимостью

$$P_{цб} = M_r \cdot r_r \cdot \omega_r^2$$

Здесь M_r — масса грузика, приведенная к центру тяжести;
 r_r — радиус вращения — расстояние от оси вращения до центра тяжести;
 ω_r — круговая частота вращения вала привода.

Масса грузика может быть определена через его вес $m_r = \frac{P_r}{2g}$, причем P_r надо подсчитывать с учетом приведения массы к центру тяжести — за вычетом веса вытесненной им жидкости, в которой он вращается. При вращении грузик увлекает за собой жидкость; под действием центробежных сил давление жидкости на периферии груза будет больше, чем в центре; это давление, действуя на грузик, будет уменьшать силу, развиваемую им, на величину, определяемую приведенной массой вытесненной жидкости. Таким образом, при подсчете массы грузика следует принимать удельный вес его материала условным и равным разнице между действительным удельным весом материала грузика и удельным весом жидкости, в которой он вращается. Для получения идентичности характеристик, сила, развиваемая каждым грузиком, проверяется в процессе производства на специальных технологических установках.

Учитывая, что $\omega_r = \frac{\pi \cdot n}{30}$, где n — число оборотов вала привода в минуту, получим

$$P_{цб} = \frac{P_r}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot r_r \cdot n^2$$

Сила, действующая вдоль оси золотника P_3 , согласно рис. 17 а будет равна

$$P_3 = 2P_{цб} \frac{a_2}{a_1} = 2 \frac{a_2}{a_1} \cdot \frac{P_r}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot r_r n^2 = \kappa_r \cdot r_r \cdot n^2, \quad (28)$$

где

$$\kappa_r = 2 \frac{a_2}{a_1} \frac{P_r}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2.$$

Принципиальная особенность выражения (28) состоит в том, что сила, развиваемая грузиками, пропорциональна квадрату числа оборотов, вследствие чего чувствительность датчика зависит от числа оборотов. Собственно грузик является статически неустойчивым элементом. Действительно при постоянном числе оборотов центробежная сила стремится переместить грузик вдоль радиуса. При этом происходит увеличение r_r , а следовательно и $P_{цб}$, которая еще больше стремится увеличить r_r , т. е. грузик будет перемещаться вдоль радиуса до упора и самостоятельно не вернется в исходное положение.

В чувствительном элементе, изображенном на рис. 17 а, сила P_3 уравнивается силой затяжки пружины $P_{пж}$. На установившемся режиме эти силы таковы, что пояски золотника перекрывают отверстия подвода жидкости к последующему элементу. Увеличение числа оборотов приводит к смещению золотника вниз, уменьшение — к смещению вверх и соответствующему воздействию на САР. Найдем зависимость величины смещения золотника Δh от изменения числа оборотов.

В приращениях

$$\Delta P_3 = \Delta P_{пж}. \quad (29)$$

Приращение силы пружины зависит от смещения золотника и жесткости пружины $c_{пж}$

$$\Delta P_{пж} = c_{пж} \cdot \Delta h. \quad (30)$$

Приращение силы ΔP_3 найдем, проводя линеаризацию (28)

$$\Delta P_3 = \kappa_r \cdot n_0^2 \cdot \Delta r_r + 2\kappa_r \cdot r_{го} \cdot n_0 \cdot \Delta n,$$

но согласно рис. 17а

$$\Delta r_r = \frac{a_2}{a_1} \cdot \Delta h,$$

следовательно

$$\Delta P_3 = \kappa_r \frac{a_2}{a_1} \cdot n_0^2 \cdot \Delta h + 2\kappa_r \cdot r_{го} \cdot n_0 \cdot \Delta n.$$

Совместное решение его с (29) и (30) дает

$$\Delta h = \kappa_4 \cdot \Delta n,$$

где

$$\kappa_4 = \frac{2\kappa_r \cdot r_{го} \cdot n_0}{c_{пж} - \kappa_r \frac{a_2}{a_1} \cdot n_0^2}. \quad (31)$$

Значение K_r можно легко найти, рассматривая (28) на равновесном режиме

$$K_r = \frac{P_{30}}{r_{го} \cdot n_0^2}, \quad (32)$$

подставляя (32) в (31), получим

$$K_4 = \frac{2P_{30}}{n_0 \left(c_{пж} - P_{30} \frac{a_2}{a_1 r_{го}} \right)}. \quad (33)$$

Здесь P_{30} и n_0 — собственно сила, развиваемая грузиками, и число оборотов привода того режима работы, на котором подсчитывается K_4 . С изменением режима работы численные значения P_{30} и n_0 изменяются.

Знаменатель K_4 состоит из разности двух членов. Если он положителен, то положительна и вся дробь — чувствительный элемент будет собственно устойчивым.

Если же $K_r \frac{a_2}{a_1} n_0^2 > c_{пж}$, т. е. приращение силы, развиваемой грузиками, по ходу золотника больше, чем силы пружины, то дробь становится отрицательной, а чувствительный элемент собственно неустойчивым. Дадим численную оценку реальных конструкций.

Примем $n_0 = 4000$ об/мин (100%), $P_{30} = 8$ кг, $r_r = 20$ мм, $\frac{a_2}{a_1} = 1$, $k_4 = 0,1 \frac{\text{мм}}{\%}$, найдем из (33) требуемую $c_{пж}$:

$$c_{пж} = \frac{2P_{30}}{n_0 \cdot K_4} + P_{30} \frac{a_2}{a_1 \cdot r_{го}}$$

$$c_{пж} = \frac{2 \cdot 8}{100 \cdot 0,1} \cdot 8 \cdot \frac{1}{20} = 1,6 + 0,4 = 2 \text{ кг/мм.}$$

Отсюда видно, что второй член знаменателя $K_4 - (P_{30} \frac{a_2}{a_1 \cdot r_{го}})$ составляет $\sim 20\%$ от жесткости пружины и компенсируется за счет увеличения $c_{пж}$ на эту величину. При проведении прикидочных расчетов его можно не учитывать. Тогда согласно (33) и (31)

$$K_4 = \frac{2P_{30}}{n_0 c_{пж}} \text{ или } K_4 = \frac{2K_r \cdot r_{го} \cdot n_0}{c_{пж}},$$

так как коэффициенты K_r , $r_{го}$, $c_{пж}$ при заданных конструктивных параметрах постоянны, то

$$K_r = B_r \cdot n_0,$$

где

$$B_r = \frac{2K_r \cdot r_{го}}{c_{пж}} = \text{const.} \quad (34)$$

Из (34) следует, что чувствительность (коэффициент усиления) возрастает прямо пропорционально числу оборотов.

Аналогично могут быть написаны выражения и для других датчиков.

Учитывая, что в датчике, изображенном на рис. 17 в, сила, развиваемая грузиками P_3 , уравнивается силой давления топлива, действующего на торец золотника с площадью F_3 , и используя (28), получим

$$p_n = \frac{\kappa r \cdot r_{го}}{F_3} \cdot n_0^2.$$

Следовательно, командное давление, вырабатываемое датчиком, пропорционально квадрату числа оборотов. Аналогично получается выражение и для датчика на рис. 17 г, но здесь вместо F_3 будет площадь мембраны.

Перепад давлений $p_n - p_{сл}$, вырабатываемый датчиком на рис. 17б определяется зависимостью

$$p_n - p_{сл} = \frac{\gamma}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot n^2,$$

где r_1 и r_2 — радиусы импеллера на входе и выходе рабочей жидкости.

Здесь перепад также пропорционален квадрату числа оборотов и, кроме того, зависит от удельного веса топлива.

В схеме датчика, изображенного на рис. 17 д, выходной координатой является перемещение штока z . Сила затяжки пружины золотника зависит здесь от перемещения поршня и золотника

$$P_{пж} = P_{пж0} + c_{пж}(h + z).$$

Так как рабочий ход золотника значительно меньше хода поршня, то им можно пренебречь (рабочий ход поршня $\sim 15 \div 20$ мм, а золотника 0,1—0,2 мм); тогда

$$P_{пж} = P_{пж0} + c_{пж} \cdot z.$$

Сила $P_{пж}$ уравнивает силу P_3 , а следовательно, с учетом (28) получим:

$$P_{пж0} + c_{пж} \cdot z = \kappa_r \cdot r_r \cdot n^2$$

или

$$z = \frac{\kappa_r \cdot r_{го}}{c_{пж}} \cdot n^2 - \frac{P_{пж0}}{c_{пж}}. \quad (35)$$

Второй член в (35) определяет начало отсчета z и может быть равным нулю, если $P_{пж0} = 0$.

Из (35) следует, что перемещение штока поршня датчик пропорционально квадрату числа оборотов. Если требуется другая функциональная связь между z и n , то на выходе и усилителя необходимо ввести функциональный преобразователь, например, в виде кулачка.

Чувствительные элементы давления и перепада давлений

Схемы чувствительных элементов давления и перепада давлений приведены на рис. 18. Измерение абсолютного давления производится с помощью вакуумированных металлических коробок типа сильфонов и anerондов. За счет действия наружного давления на плоскости коробки происходит ее сжатие. Коробки выполняются в виде набора капсюлей (рис. 18 а) или в виде сильфона (рис. 18 б). Если такую коробку зажать между двумя опорами, то при изменении наружного давления коробка будет изменять усилие, действующее на опоры. Таким образом, на выходе таких элементов можно получить перемещение или силу, пропорциональную абсолютному давлению рабочей среды. В системах регулирования двигателей такие элементы применяются в основном для измерения параметров среды в воздушном тракте. При измерении давления жидкости, как правило, пользуются не абсолютными величинами, а разностями давления над каким-нибудь заданным давлением (часто над $p_{сн}$). Датчики этого типа проще по конструкции, так как их не надо вакуумировать.

Различают сильфонные (рис. 18 в), мембранные (рис. 18 г) и золотниковые или поршневые (рис. 18 д) чувствительные элементы. Сильфонный чувствительный элемент представляет собой нежесткую металлическую коробку, с противоположных сторон которой подаются разные давления. Эти давления действуют на равные площади, и под действием их разности сильфон сжимается и перемещает выходной шток. Аналогично работают и мембранные элементы. Здесь давление подается по обе стороны мембраны, и разность этих давлений

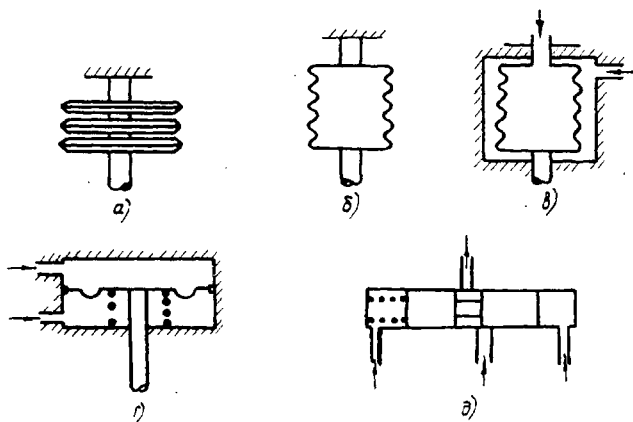


Рис. 18. Чувствительные элементы для измерения давления и перепада давлений

заставляет мембрану перемещаться. Если измеряемая разность не является нулевой, то необходима установка пружин или создание предварительного натяга. Аналогично работает и золотниковый чувствительный элемент.

Металлические мембраны являются достаточно жесткими и имеют меньшую чувствительность. Для увеличения рабочего хода мембраны выполняют гофрированными. Резиновые мембраны весьма чувствительны, но подвержены влиянию температуры. С изменением температуры в больших диапазонах мембраны изменяют свои характеристики, что снижает точность измерения. Сильфонные элементы, как правило, имеют высокую жесткость. Поэтому крутизна их характеристики мала. Кроме того, они чувствительны к виброперегрузкам и при определенном уровне вибрации могут разрушаться. Это ограничивает их применение в условиях работы турбореактивного двигателя. Выпускаемые промышленностью сильфоны имеют большой технологический разбег по эффективным площадям и жесткостям, что требует проведения специальных мероприятий в конструкции для получения идентичности характеристик. Однако сильфонные элементы могут воспринимать высокие перепады давления и работать в широком диапазоне температур.

Применяемые в регулирующих системах мембраны имеют очень большой разбег по габаритам. Для грубых измерений применяются мембраны 10 мм в диаметре, для более точных — мембраны с большей эффективной площадью (их диаметры могут достигать 50—100 мм).

Сильфоны также имеют большой разбег по размерам. Нашей промышленностью выпускаются сильфоны диаметром от 5—10 мм для 40—60 мм и больше. Обычно сильфоны применяются для измерения высоких абсолютных давлений. В этих случаях они могут быть достаточно маленькими.

Широко применяемые золотниковые и поршневые элементы проще по конструкции и позволяют получить достаточную точность измерения. Вместе с тем золотниковые элементы могут совмещать в себе чувствительные и управляющие элементы, что уменьшает габариты и вес агрегатов. Недостаток этих элементов — наличие зоны нечувствительности, определяемой трением между золотником и втулкой.

Применяются золотниковые элементы диаметром от 5—6 мм до 30—40 мм. Наибольшее распространение получили золотники с диаметрами 10—12 мм. Давление воздуха и жидкости в системах турбореактивных двигателей, как правило, нестабильно и имеет высокочастотные пульсации, которые, попадая на чувствительный элемент, могут колебать его. Поэтому в системах регулирования при измерении давления чувствительные элементы демпфируются путем постановки жиклеров или других сопротивлений в каналах подвода жидкости.

Сила, воспринимаемая анероидом (рис. 18 а) или сильфоном (рис. 18 б), равна произведению его эффективной площади на абсолютное давление среды

$$P_{ан} = F_{ан} \cdot p.$$

При использовании в САР силовой характеристики анероида его предварительно сжимают. Тогда развиваемая им сила будет равна

$$P_{ан} = P_{ано} - F_{ан} \cdot p,$$

где $P_{ано}$ — величина предварительного поджатия анероида.

В ходовых схемах перемещение анероида определится как отношение силы к жесткости

$$h = \frac{P_{ан}}{c_{ан}} = \frac{F_{ан}}{c_{ан}} \cdot p.$$

Сила, развиваемая сильфонными, мембранными и золотниковыми элементами, также определится как произведение разности давлений на их эффективную площадь, за вычетом силы предварительной затяжки пружины, которая определяет требуемое значение перепада:

$$P = F \cdot \Delta p - P_{пж0}.$$

Перемещение их также равно отношению силы к суммарной жесткости элемента

$$h = \frac{P}{c_{\Sigma}}.$$

Для золотниковых элементов — это жесткость пружин, для сильфонных и мембранных, кроме жесткости пружин, необходимо учитывать их собственную жесткость.

Чувствительные элементы и датчики температуры

Различные схемы чувствительных элементов и датчиков температуры показаны на рис. 19.

Принцип действия подавляющего большинства чувствительных элементов для измерения температуры основан на свойстве теплового расширения веществ при повышении их температуры.

Различают чувствительные элементы жидкостного типа (рис. 19 а, б), биметаллические (рис. 19 в), dilatометрические (рис. 19 г). Элемент, изображенный на рис. 19 а, представляет собой герметичный объем, заполненный жидкостью. Он состоит из термопатрона, который соединен капиллярной трубкой 2 с приемником — в данном случае сильфоном 3. Термопатрон 1 обдувается потоком воздуха или жидкости, температуры которых подлежат измерению. Находящаяся внутри элемента

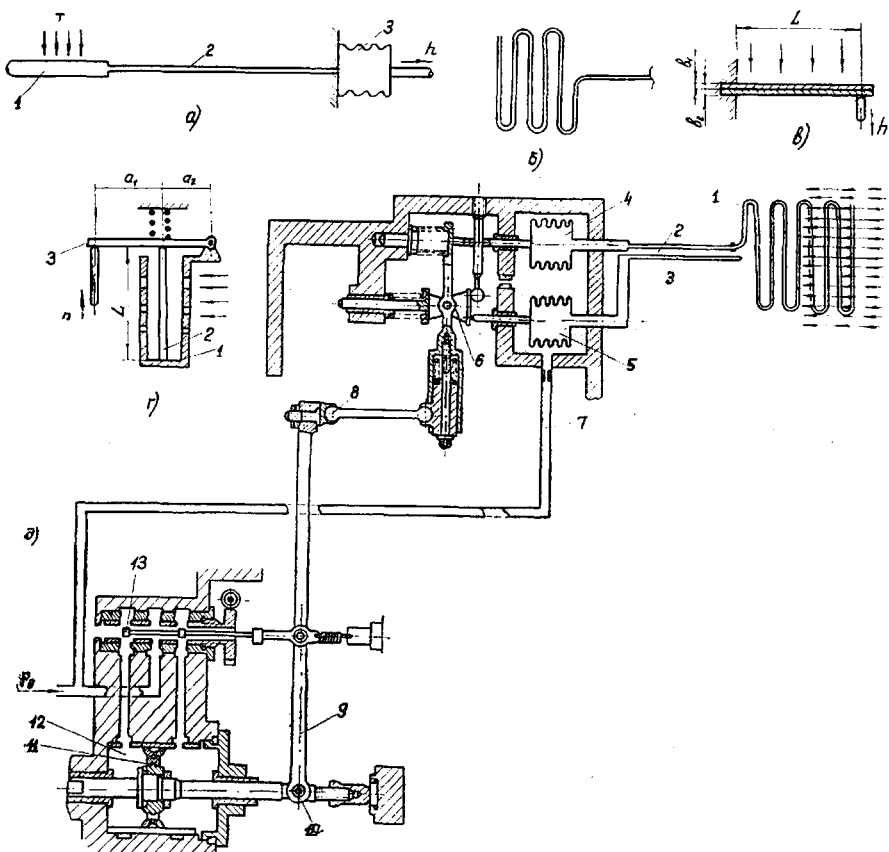


Рис. 19. Чувствительные элементы и датчики температуры

жидкость при повышении температуры расширяется. Так как жидкость практически является несжимаемой, то увеличение объема компенсируется перемещением сильфона 3. В качестве термопатрона может быть применена заполненная жидкостью капиллярная трубка (рис. 19 б). Разница между этими элементами состоит в том, что поверхность теплопередачи между трубкой и средой значительно больше, чем в термопатроне. Это позволяет улучшить быстродействие датчика.

На рис. 19 в показан биметаллический датчик. Он представляет собой две сваренных металлических пластинки с разными коэффициентами температурного расширения. При изменении температуры одна из пластинок расширяется больше, чем другая, что приводит к изгибу пластинки и перемещению ее конца в ту или другую сторону. На разности линейных коэффициентов температурного расширения основан принцип действия чувствительного элемента дилатометрического типа (рис. 19 г).

Он состоит из стакана 1, в который помещен стержень 2. Стакан и стержень изготовлены из материалов, имеющих разные коэффициенты температурного расширения. При изменении температуры обдувающего их потока один из них расширяется больше, чем другой, что приводит к повороту рычага 3. Перечисленные элементы (датчики) имеют в качестве выходного параметра перемещение.

Рассмотренные датчики температуры обладают инерционностью, так как для расширения рабочего тела датчика необходима передача определенного количества тепла, а теплопередача не может происходить мгновенно. Это один из существенных недостатков термодатчиков. Для системы регулирования авиационных двигателей желательно иметь температурные датчики с достаточно малой постоянной времени порядка 1 секунды. Перечисленные датчики не могут обеспечить такой постоянной времени.

Термодатчик с термопатроном, помещенным в воздушный поток (рис. 19 а), имеет постоянную времени порядка 10 сек, термодатчики, изображенные на рис. 19 б, в, г, обладают постоянной времени в несколько секунд.

Для уменьшения постоянной времени необходимо ускорить прогрев деталей датчиков. С этой целью можно было бы уменьшить их массу, толщину стенок, габариты. Однако попытки уменьшения толщины приводят к уменьшению прочностных характеристик датчиков и при больших вибрационных перегрузках — к поломкам. Отсюда противоречие между требованием быстрого действия и необходимой надежностью.

Инерционность термодатчиков существенно зависит от скорости обдува их потоком воздуха или жидкости. Если они установлены в жидкости, естественно, их инерционность меньше, так как теплопередача от жидкости к твердому телу идет быстрее. Описанные термодатчики применяются в основном для измерения T^*_1 .

Измерение T^*_3 или T^*_4 производить с помощью таких датчиков тяжело из-за слишком высоких температур газов.

Измерение T^*_3 и T^*_4 в основном производится термопарами, которые здесь не рассматриваются.

Существенным для правильного измерения температуры является место установки чувствительного элемента. Он должен быть установлен там, где температура воздуха действительно отражает температуру всего объема воздуха, поступающего в двигатель, где нет дополнительного подогрева его от камеры сгорания или других факторов, влияющих на подогрев, где нет теплоотдачи по кронштейнам крепления. В противном случае датчики должны быть изолированы от дополнительных источников тепла. Существенным является также и передача сигнала от термодатчика непосредственно к элементу, воспри-

нимающему этот сигнал. Если передающие трубки длинные и проходят по местам, где возможны изменения температуры, то возможна существенная погрешность при измерении. Для ее снижения применяют различные компенсационные устройства.

Для получения ощутимых перемещений размеры термодатчиков должны быть достаточно большими. Так, длина биметаллических пластинок составляет несколько десятков мм. Дилатометрические датчики имеют длину 100 и более мм.

Термопатроны несколько меньше по размерам, а капиллярная трубка (рис. 19 б) также имеет значительные габариты.

Силы, развиваемые термодатчиками, достаточно велики, так как жидкость практически несжимаема, а сжатие металлических деталей от нагрузки также невелико.

Для термопатронов существенным является герметичность. Появление малейшей негерметичности выводит патроны из строя, так как вытекание жидкости приводит к нарушению их характеристики.

Биметаллические и дилатометрические датчики лишены этого недостатка, но они обязательно должны быть установлены непосредственно в месте измерения температуры, а передача сигнала к САР должна осуществляться с помощью специальных систем, т. е. нужно подводить какие-то рабочие жидкости, усиливать сигнал и уже потом передавать его.

На рис. 19 д показана конструктивная схема датчика температуры воздуха на входе в двигатель. Он состоит из чувствительного элемента в виде капиллярной трубки 1, соединительного капилляра 2, приемного сильфона 4, золотника 13, гидроцилиндра 12 с поршнем 11 и рычага 9 обратной связи. При увеличении температуры жидкость, находящаяся в капиллярной трубке, расширяется и заставляет сильфон 4 переместиться влево, верхний конец рычага 9 при этом сместится вправо, поворачивая рычаг по часовой стрелке вокруг опоры 10 и перемещая вправо золотник 13. Подводимая к золотнику рабочая жидкость будет поступать в правую полость гидроцилиндра 12, а из левой вытекать на слив; поршень 11 будет перемещаться влево, поворачивая рычаг 9 вокруг опоры 8 до тех пор, пока золотник не перекроет отверстия во втулке; движение поршня прекратится, но положение его будет другим, соответствующим новой температуре. Таким образом, температура преобразуется в перемещение поршня. Гидравлический усилитель здесь используется для получения требуемого рабочего хода, так как перемещение сильфона мало из-за малого приращения объема жидкости, находящейся в капилляре 1.

На схеме показан еще сильфон 5 с капиллярной трубкой 3, которая заканчивается около места установки термодатчика. Они служат для компенсации искажений в показаниях датчика за счет подогрева соединительного капилляра 2 между местом установки чувствительного элемента и приемника 4. Капилляр³

берется по длине и диаметру точно таким же, как и соединительный капилляр 2. Расширение от подогрева жидкости, находящейся в соединительном капилляре 2, создает добавочное перемещение сиффона 4. Оно устраняется в механизме 6, так как перемещение сиффона 5 определяется таким же подогревом. Для того, чтобы жидкость в капиллярах 2 и 3 не закипела при высоких температурах, с наружной стороны сиффонов по каналу 7 подводится высокое давление, которое поджимает сиффоны и создает в капиллярах высокое давление.

Перемещение Δh конца сиффона датчика (рис. 19 а и 19 б) определится как

$$\Delta h = \frac{\beta \cdot \Delta T}{F_{\text{сф}}} \cdot V_0, \quad (36)$$

где $F_{\text{сф}}$ — эффективная площадь сиффона 3;
 β — коэффициент температурного расширения жидкости;
 ΔT — приращение температуры;
 V_0 — объем жидкости.

Перемещение датчика (рис. 19 г) определится соотношением

$$\Delta h = \left(1 + \frac{a_1}{a_2}\right) \cdot L \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cdot \Delta T. \quad (37)$$

Здесь ε_1 и ε_2 — коэффициенты линейного расширения штока 2 и стакана 1.

Наибольший прогиб пластины датчика, изображенного на рис. 19 в, получается при отношении толщин составляющих пластин b_1 и b_2 обратно пропорциональным корню квадратному из отношения их модулей упругости [2]. В этом случае величина прогиба Δh будет

$$\Delta h = \frac{3}{2} \cdot \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{L^2}{2\alpha} \cdot \Delta T.$$

Датчики расхода жидкости

В качестве датчиков расхода могут быть использованы обычные расходомеры, например, типа объемного гидромотора или мерные шайбы. Однако эти устройства применительно к САР ГТД не обеспечивают высокой точности при широких диапазонах изменения расхода жидкости, громоздки по габаритам или требуют дополнительно больших перепадов давлений, т. е. вызывают значительную дополнительную нагрузку на топливный насос. Поэтому в САР ГТД, как правило, датчики расхода как самостоятельные элементы не применяются. Они обычно составляют одно целое с дозирующими элементами, а все устройство дозирует требуемый расход топлива. Такая совместная схема представляет из себя регулятор расхода жидкости.

Задатчики и элементы сравнения

В гидромеханических САР задание требуемой величины регулируемого параметра производится, в основном, заданием усилия, которое должно быть на выходе чувствительного элемента (датчика) или заданием величины перемещения. В качестве силовых элементов применяются пружины. Перемещение определяется положением штока, втулки и др. элементов. Заданное и полученное значения параметров необходимо сравнить между собой. В соответствии с двумя типами задатчиков существуют и две схемы сравнения параметров — силовая и ходовая.

Силовая схема показана, например, в датчике числа оборотов (рис. 17 а). Здесь сила, развиваемая грузиками 2, уравнивается силой затяжки пружины 4. Отклонение силы грузиков от заданного значения приводит к смещению золотника 3, который в соответствии с величиной отклонения воздействует на систему регулирования. Когда надо изменить величину равновесного режима, изменяют силу затяжки пружины от внешнего рычага управления. Тогда равновесное положение золотника наступит при новом значении числа оборотов. Аналогичная картина имеет место и в датчике, представленном на рис. 17 д. Но здесь задание силы пружины происходит автоматически во всем диапазоне изменения числа оборотов за счет перемещения поршня так, чтобы золотник все время находился в нейтральном положении.

Примером ходовой схемы сравнения является датчик температуры (рис. 19 д). Здесь перемещение сильфона 4 сравнивается с перемещением поршня 12 на устройстве 9 (рычаге). Для того, чтобы поршень 12 находился в положении равновесия, необходимо строгое положение золотника 13 относительно втулки. Это возможно только в том случае, если каждому положению сильфона 4 будет соответствовать вполне определенное положение поршня 12.

При проектировании САР большое значение придается обратным связям. Их применение позволяет повысить точность и улучшить устойчивость САР.

Рассмотрим применение обратной связи на примере датчика числа оборотов (рис. 17, в). Выходной координатой датчика является давление p_n . В этом датчике можно было бы давление p_n не подводить под торец золотника, а силу грузиков уравновесить пружиной то типу датчика на рис. 17 а; тогда изменение числа оборотов приводило бы к перемещению золотника, который изменял бы проходное сечение во втулке для слива жидкости, а следовательно, и давление p_n . Здесь тоже каждому значению числа оборотов соответствовала бы некоторая величина p_n . Однако различные дополнительные по-

мехи, как-то: изменение коэффициента расхода жидкости, изменение утечек по зазорам или количества жидкости, отбираемой от датчика другими элементами, — приводили бы и к изменению p_p . В схеме на рис. 17 в все эти второстепенные факторы исключаются, так как давление p_p определяется только силой, развиваемой грузиками, и площадью золотника, которая всегда постоянна. Осуществлено это за счет введения обратной связи от давления p_p на золотник.

Строго говоря, и в этой схеме различные утечки вызывают изменение давления, так как оно также определяется соотношением проходных сечений входа и выхода рабочей жидкости. Эти утечки автоматически компенсируются смещением золотника, а следовательно, и грузиков. При этом грузики будут развивать другую силу, так как меняется r_r . Однако всегда можно выполнить окно так, чтобы резко изменять проходное сечение во втулке по ходу золотника, что приведет практически к постоянному положению грузиков. В схеме без обратной связи этого сделать нельзя, так как поставленная задача требует небольшого изменения площади на весь диапазон изменения числа оборотов (величина на p_p определяется только этой площадью, а она должна быть переменной во всем диапазоне изменения числа оборотов).

В САР АД с целью уменьшения габаритов и веса обычно задающее устройство, устройство сравнения, чувствительный и управляющий элементы выполняются в одном узле. Это хорошо видно из рис. 17 а. Здесь весь узел состоит из грузиков, золотника и пружины. Золотник 3 является одновременно сравнивающим (он сравнивает силу грузиков и пружины 4) и управляющим (управляет последующими звеньями САР) элементами. Датчики, схемы которых изображены на рис. 17 и рис. 19, состоят из чувствительного элемента, элемента сравнения и обратной связи с усилителем. В датчике на рис. 17 д обратная связь осуществляется через пружину, силу которой изменяет поршень, управляемый золотником. То же самое происходит и в датчике на рис. 19 д.

Таким образом, во всех этих схемах мы имеем системы, которые следят за изменением того или иного параметра. Так, например, в датчике на рис. 19 д каждому положению сильфона соответствует строго определенное положение поршня, т. е. поршень 11 следит за положением сильфона 4. Для этого в схеме предусмотрен усилитель с обратной связью. Это дополнительное динамическое звено, вносящее особенности в систему. Оно обладает запаздыванием в передаче сигнала, что может при определенном соотношении конструктивных параметров привести к появлению автоколебаний. Это надо иметь в виду при проектировании датчиков. Обычно их делают более быстродействующими по сравнению с основными механизмами САР.

Глава IV. СЧЕТНО-РЕШАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Рабочий процесс в ГТД характеризуется не только значениями отдельных параметров, но и определенными их соотношениями. К последним относятся, например, степень повышения давления в компрессоре или степень расширения газа в турбине, приведенное число оборотов. Расход форсажного топлива может определяться произведением величины, характеризующей положение сектора газа, на величину давления за компрессором. Могут быть и более сложные зависимости.

Таким образом, при регулировании необходимо производить математические вычисления. Для этих целей и служат счетно-решающие устройства. К ним следует отнести и функциональные преобразователи, которые позволяют получить на выходе определенную функциональную зависимость от параметра. Сюда могут быть причислены элементы логического действия, определяющие последовательность выполнения логических операций. Это различные блокировки, элементы включения и т. д. Сюда же относятся и временные механизмы (часы), которые определяют время работы того или иного элемента или время начала его работы.

По виду выполняемых операций счетно-решающие механизмы могут быть подразделены на суммирующие, множительные, делительные, временные и т. д.; по конструктивному оформлению — на механические, гидравлические и т. д.

Простейший суммирующий механизм представляет золотник, на который действует несколько сил (рис. 20 а). Очевидно, что равновесие золотника будет обеспечено только тогда, когда сила $P_3 = P_1 + P_2$. Нарушение этого равенства приведет к перемещению золотника и воздействию на САР. Тот же эффект может быть получен с помощью рычагов (рис. 20 б). Очевидно, что момент от силы P_3 будет равен сумме моментов от P_1 и P_2

$$P_3 a_3 = P_1 a_1 + P_2 a_2.$$

Здесь путем задания соответствующих значений a_1 , a_2 , a_3 можно получить не только суммирование сил в чистом виде, но и суммирование их с одновременным перемножением на постоянные множители.

Схемы на рис. 20 а и 20 б являются силовыми. На рис. 20 в изображена ходовая схема. Здесь имеется рычаг, на концах которого помещены два сильфона. В один из них подводится давление p_1 , в другой p_2 . Выходом является перемещение штока z . Очевидно,

$$z = \frac{a_2 (p_1 - p_{сл}) \cdot F_{сф_1}}{(a_1 + a_2) \cdot c_{сф_1}} + \frac{a_1 (p_2 - p_{сл}) \cdot F_{сф_2}}{(a_1 + a_2) \cdot c_{сф_2}}.$$

Примером множительного или делительного механизма могут служить датчики приведенного числа оборотов (рис. 21)

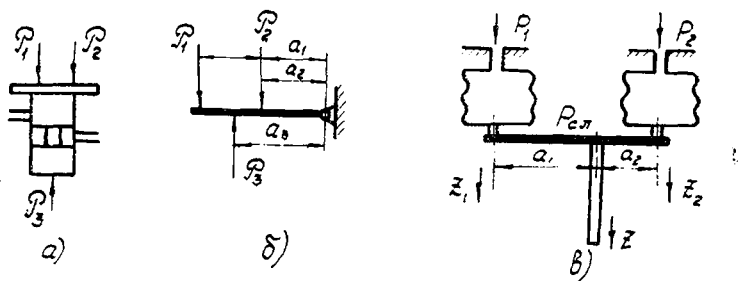


Рис. 20. Суммирующие устройства

Датчик на рис. 21 а состоит из датчика температуры воздуха 1, приемника-сильфона 2, который действует на пружину 3, опирающуюся вторым концом на рычаг 4 множительного механизма. Сила от пружины 3 через ролик 5 передается на рычаг 7. С другой стороны на рычаг 7 действует сила, развиваемая грузиками 6 датчика числа оборотов. Ролик 5 перемещается с помощью поршня 9 гидроусилителя, управляемого клапаном 8. Если число оборотов, например, увеличилось, то увеличится сила, развиваемая грузиками, и момент сил от нее на рычаге 7, который повернет рычаг 7 против часовой стрелки и приоткроет плоский клапан 8; увеличится слив из правой полости усилителя и поршень 9 вместе с роликом 5 переместится вправо.

Если температура воздуха не меняется, то сила, действующая на ролик 5 со стороны рычага 4, постоянна. Момент от этой силы, действующий через ролик на рычаг 7, зависит от положения ролика. При движении ролика 5 вправо плечо увеличивается, а следовательно, увеличивается и момент, что приведет к прикрытию клапана и остановке поршня в новом положении, соответствующем новому числу оборотов. Увеличение T^*_1 вызовет перемещение сильфона, поджатие пружины 3, увеличение силы и момента, действующих на рычаг 4, увеличение момента от них на рычаге 7, поворот рычага 7 по часовой стрелке, закрытие клапана 8 и перемещение поршня 9 влево до тех пор, пока за счет уменьшения плеча момент не примет исходного значения. При этом клапан 8 прикроется, а поршень 9 прекратит движение. Новое положение поршня будет соответствовать новому значению температуры.

Найдем математическую зависимость между ходом поршня z , числом оборотов и T^*_1 .

Уравнение моментов на рычаге 7 имеет вид (см. рис. 21 а).

$$P_3 \cdot a_4 = P_1 \cdot a_3. \quad (38)$$

Уравнение моментов на рычаге 4

$$P_1(a_1 + a_2) = P_{пж} \cdot a_2. \quad (39)$$

Силу, развиваемую пружиной 3, найдем как

$$P_{пж} = C_{пж} \Delta h_{пж} + P_{пж0}. \quad (40)$$

Учитывая, что $\Delta h_{пж} = \Delta h_{сф}$ и подставив в (40) значение $\Delta h_{сф}$ из (36), получим

$$P_{пж} = C_{пж} \frac{\beta \cdot V_0}{F_{сф}} \cdot \Delta_T + P_{пж0}.$$

Приращение температуры Δ_T можно представить как разность между действительной и исходной температурой

$$\Delta_T = T_1^* - T_{10}^*.$$

Тогда, обозначив произведение постоянных величин $C_{пж} = \frac{\beta \cdot V_0}{F_{сф}} = \beta_1$, получим

$$P_{пж} = \beta_1 \cdot T_1^* - \beta_1 \cdot T_{10}^* + P_{пж0},$$

член $\beta_1 \cdot T_{10}^*$ также является постоянным. Поэтому выбрав $P_{пж0} = \beta_1 T_{10}^*$, определим силу затяжки пружины

$$P_{пж} = \beta_1 \cdot T_1^* \quad (41)$$

Совместное решение (38), (39), (41) и (28) определяет условия равновесия множительного механизма

$$a_3 = \beta_2 \frac{n^2}{T_1^*}, \quad (42)$$

де

$$\frac{a_4}{a_2} \cdot \frac{a_1 + a_2}{\beta_1} \cdot k_2 \cdot r_r = \beta_2 = \text{const.}$$

По a_3 есть перемещение поршня 9, и из (42) следует, что оно пропорционально $\frac{n^2}{T_1^*} = n_{пр}^2$, т. е. квадрату приведенного числа обо-

отов. Если требуется иметь линейную зависимость перемещения z от $n_{пр}$, то шток поршня соединяют с функциональным кулачком 10, с помощью которого осуществляется извлечение квадратного корня. Тогда перемещение координаты z будет пропорционально $n_{пр}$.

В датчике $n_{пр}$, изображенном на рис. 21 б, в качестве множительного механизма использован пространственный кулачок. Датчик числа оборотов построен по схеме (рис. 17 д), только вместо золотникового применен маятниковый элемент, управляющий двумя полостями силового цилиндра. Подвод рабочего вещества в полости происходит через питающие жиклеры. Следовательно, положение z штока 9 определяется уравнением (35).

В качестве датчика T_1^* использован dilatометрический датчик, следящим гидравлическим усилителем (рис. 19 г). Выходом датчика является перемещение z_2 штока 7. Усилитель выполнен разными площадями поршня 6 и управляющим элементом типа сопло-заслонка. Увеличение температуры приводит к повороту рычага 1 и увеличению затяжки пружины 2. Под дейст-

вием этой силы рычаг 3 повернется, а клапан 4 приоткроется и поршень 6 переместится вниз, поджимая пружину 5. При этом клапан 4 начнет прикрываться. Когда он достигнет равновесного положения, движение поршня прекратится.

Написав уравнение моментов на рычаге 3, учитывая связь между T^*_1 и положением рычага 1 согласно (37) и проводя выкладки, подобные вышеизложенным, найдем, что перемещение z_2 будет прямо пропорционально T^*_1 . Шток 7 с помощью рейки связан со штоком 9. Перемещение штока 7 вызывает поворот штока 9. На штоке 9 смонтирован пространственный кулачок 8, перемещающий шток 10. Изменение числа оборотов приводит к продольному перемещению штока 9 и кулачка 8. Изменение температуры вызывает перемещение штока 7 и поворот пространственного кулачка 8. Профиль кулачка 8 может быть выполнен любым, и в частности, таким, чтобы для каждого заданного значения T^*_1 изменение числа оборотов приводило к перемещению z штока 10 пропорционально числу оборотов (продольный профиль), а при каждом данном числе оборотов с изменением T^*_1 шток 10 перемещался бы обратно пропорционально квадратному корню из T^*_1 . Тогда перемещение z_3 штока 10 будет пропорционально $n_{пр}$.

В общем виде это может быть записано следующим образом:

$$\begin{aligned} z_1 &= \Phi_1(n), \\ z_2 &= \Phi_2(T_1); \\ z &= \Phi_3(z_1, z_2) = \Phi_3[\Phi_1(n); \Phi_2(T_1)], \\ z &= \Phi_4(n, T_1). \end{aligned}$$

Если принять

$$\Phi_4 = \frac{n}{\sqrt[3]{T}},$$

то

$$z = \frac{n}{\sqrt[3]{T}} = n_{пр}.$$

Приведенные схемы имеют некоторые особенности. В схеме, изображенной на рис. 21 а, операция деления производилась с помощью рычажного механизма, во втором случае (рис. 21 б) — с помощью пространственного кулачка.

Существует ряд рычажных механических схем для проведения операций умножения и деления. Различные варианты схем показаны на рис. 22. Простейший механизм (рис. 22 а) представляет собой рычаг 1, опирающийся на ролик 2. Уравнение моментов сил на рычаге имеет вид

$$P_1 = P_2 \frac{a_2}{a_1}.$$

Плечи a_1 и a_2 зависят от перемещения z ролика 2: $a_1 = a_{10} - z$; и $a_2 = a_{20} + z$.

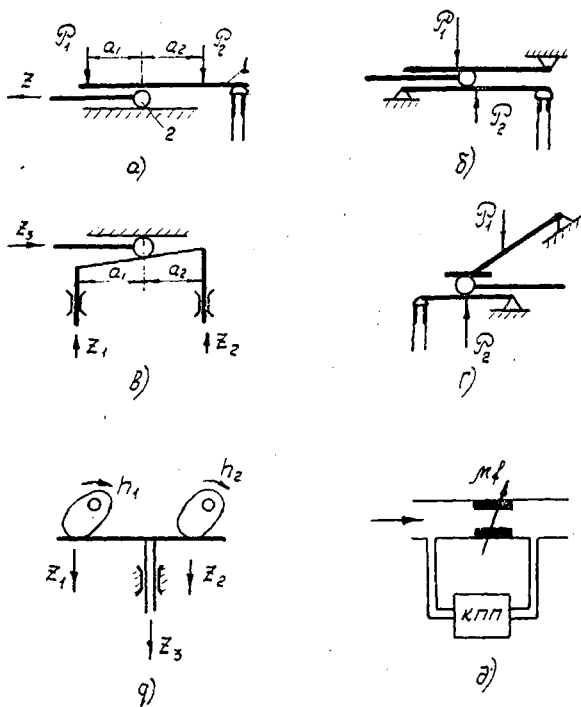


Рис. 22. Множительные механизмы

$$P_1 = P_2 \frac{a_{20} + z}{a_{10} - z}.$$

Таким образом, здесь происходит перемножение силы P_2 (или P_1) на некоторую функцию от z , то есть такой множительный механизм не производит точного перемножения P на z , а имеет некоторую погрешность от z . В ряде случаев этой погрешностью можно пренебречь. При этом необходимо выполнить условие:

$$a_{20} = 0, \quad a_{10} \gg z.$$

На рис. 22 б показан несколько иной вариант с двумя рычагами, а на рис. 22 в приведена ходовая схема, где как входными, так и выходными параметрами являются перемещения. Действительно, из фигуры видно, что

$$z_1 = z_2 \frac{a_{10} + z_3}{a_{20} - z_3}.$$

Эти варианты, так же, как и схема рис. 22 а, не дают точного перемножения. Объясняется это тем, что при движении ролик меняет одновременно оба плеча механизма.

На рис. 22 г показана схема, где этот недостаток исключен. Здесь рычаги расположены перпендикулярно друг другу, и ро-

лик, перемещаясь вдоль оси одного из них, не меняет плеча второго рычага.

На рис. 22 д показан множительный механизм, включающий в себя логарифмические кулачки. Здесь операция перемножения заменена сложением. Для этого сначала с помощью логарифмических кулачков производят логарифмирование перемножаемых параметров, а затем их логарифмы складывают, получая на выходе логарифмы произведения:

$$z_1 = \lg h_1; \quad z_2 = \lg h_2; \quad z_3 = z_1 + z_2 = \lg h_1 + \lg h_2 = \lg (h_1 \cdot h_2)$$

Основные конструктивные размеры множительных механизмов, применяемых в САР АД, определяются следующими цифрами: плечи рычагов — десятки мм, ходы ролика 5—15 мм, силы, приложенные к механизму, — 3÷15 кгс.

В качестве множительных механизмов применяются и другие схемы, основанные на различных физических процессах, происходящих в тех или иных элементах. Так, например, находят применение гидравлические множительные механизмы (рис. 22 е). Известно, что расход жидкости, протекающий через какое-либо сечение, прямо пропорционален площади проходного сечения и корню квадратному из перепада давлений на нем. Используя это положение, можно получать изменение расхода топлива от двух параметров, одним из которых является площадь проходного сечения, а другим перепад. Простейшим примером такого устройства является гидравлический редуктор (рис. 9 а). Здесь промежуточное давление p_n (над сливом) является частным от деления входного давления на постоянный коэффициент.

Как уже было показано на рис. 21 б, для перемножения двух параметров могут применяться пространственные кулачки. Вместе с тем кулачки как пространственные, так и плоские, являются функциональными преобразователями, то есть позволяют на выходе получать нелинейные функции от входной координаты.

В качестве функциональных преобразователей применяются также различные гидравлические сопротивления с профилируемой площадью проходного сечения. Перемещение такого элемента приводит к изменению площади отверстия и расхода жидкости.

Датчики отношения давления воздуха и воздушные редукторы

Для контроля рабочего процесса ТРД часто требуется знать отношение давлений в различных точках газозоудного тракта. Для этих целей удобно использовать механизмы, работающие на воздухе, тем более, что они достаточно просты по конструкции.

Простейшим датчиком отношения двух давлений служит рычажный механизм, показанный на рис. 23 а. Входными параметрами являются здесь два давления (в данном случае p_1 и p_2), а выходным — перемещение h штока. Уравнение равновесия рычага имеет вид $(P_{сф10} - p_1 \cdot F_{сф1}) \cdot a_1 = (P_{сф20} - p_2 \cdot F_{сф2}) \cdot a_2$.

Если моменты сил от предварительной затяжки сильфонов одинаковы для обоих сильфонов $P_{сф10} \cdot a_1 = P_{сф20} \cdot a_2$, то получим

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{F_{сф1}}{F_{сф2}} \cdot \frac{a_1}{a_2} \quad (43)$$

Из (43) следует, что равновесие рычага будет наблюдаться только при вполне определенном отношении давлений p_2/p_1 , так как член в правой части для схемы на рис. 23 а является постоянным и определяется лишь конструкцией датчика. Если нужно поддерживать это отношение на каком-либо одном постоянном уровне, то, выполнив конструктивные параметры a_1 ; a_2 ; $F_{сф1}$, $F_{сф2}$ так, чтобы получить требуемое отношение, и связав выходной шток с регулирующим органом получим простейший регулятор отношения двух давлений. Изменение величины отношения будет приводить к перемещению штока и воздействию на двигатель таким образом, чтобы это отношение восстанавливалось до заданного уровня.

Если требуется иметь не одно, а ряд значений отношений, то нужно менять хотя бы один из параметров a_1 ; a_2 ; $F_{сф1}$; $F_{сф2}$. Проще всего это сделать за счет изменения плеч a_1 и a_2 . Площади сильфонов менять в процессе работы невозможно.

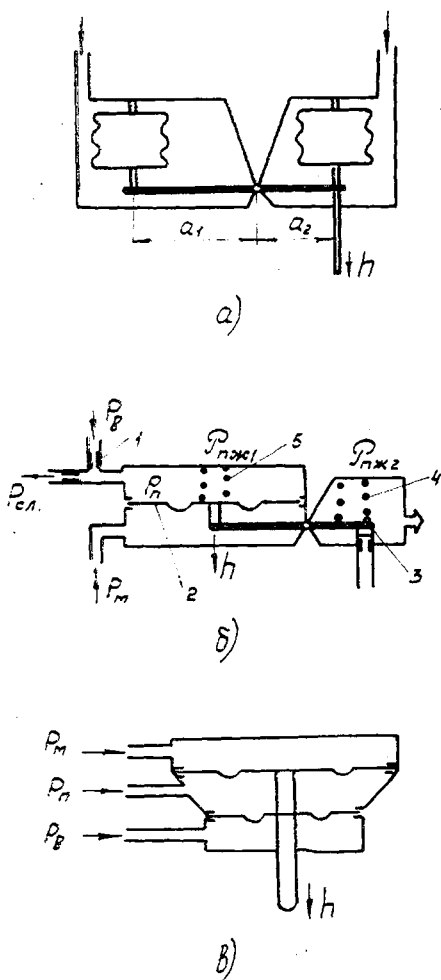


Рис. 23. Датчики отношения давлений

Еще более простая конструкция датчика получается при применении воздушного редуктора (рис. 9 а). Он состоит из двух жиклеров и промежуточной камеры. В зависимости от режимов течения жидкости в каждом из жиклеров редуктора может быть четыре различных области его работы. Первой области соответствует докритическое течение жидкости в обоих жиклерах, второй — надкритическое течение во входном и докритическое в выходном жиклерах; третьей области — надкритическое течение в выходном и докритическое во входном; четвертой области соответствует надкритическое течение в обоих жиклерах. Режим работы редуктора определяется его параметрами: отношением площадей жиклеров $\frac{f_1}{f_2}$ и отношением давлений на редукторе $\frac{p_{сл}}{p_v}$. При определении области работы редуктора удобно пользоваться графиком, представленным на рис. 24 а.

Зная область работы, можно определить давление p_n в промежуточной полости редуктора. Это можно сделать с помощью обычных формул течения газа, но удобнее пользоваться специальными графиками, приведенными на рис. 24 б. Каждому режиму работы редуктора соответствует определенный график. Наиболее простая зависимость получается для IV области. Здесь давление p_n не зависит от $p_{сл}$

$$p_n = p_v \cdot \frac{f_1}{f_2}. \quad (44)$$

В III области течения давление p_n также не зависит от $p_{сл}$, но зависимость p_n от $\frac{f_1}{f_2}$ нелинейная

$$p_n = p_v \cdot \Phi\left(\frac{f_1}{f_2}\right). \quad (45)$$

В I, II областях p_n уже зависит не только от p_v , но и от $p_{сл}$.

Из (44) и (45) следует, что при заданном отношении $\frac{f_1}{f_2}$ в III и IV областях (надкритическое течение в выходном жиклере) давление p_n изменяется прямо пропорционально p_v . Коэффициент пропорциональности определяется отношением площадей жиклеров $\frac{f_1}{f_2}$. Таким образом, здесь происходит деление давления воздуха на заданный коэффициент.

Схема датчика отношения давлений, использующая это свойство, показана на рис. 23 б. Он состоит из воздушного редуктора 1, мембраны 2 и управляющего элемента 3. С помощью такого датчика поддерживается одно определенное значение отношений давлений. В полость под мембраной подводится меньшее давление, например p_m , а в полость над мембраной — большее, например p_v , но через воздушный редуктор. Управляющий элемент связан с системой регулирования, воздействующей на двигатель с целью изменения этого отношения.

$\overline{I} - \Delta - \Delta$
 $\overline{II} - H - \Delta$
 $\overline{III} - \Delta - H$
 $\overline{IV} - H - H$

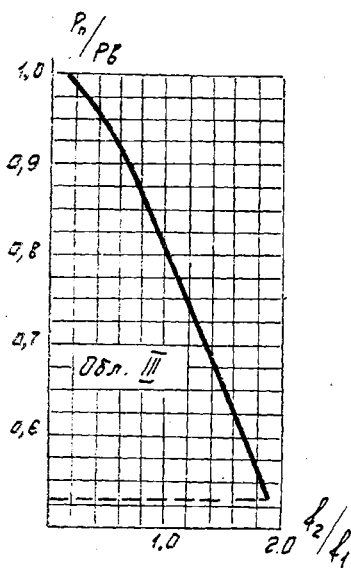
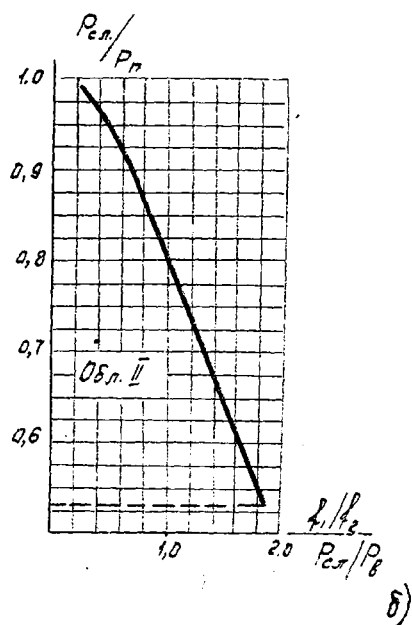
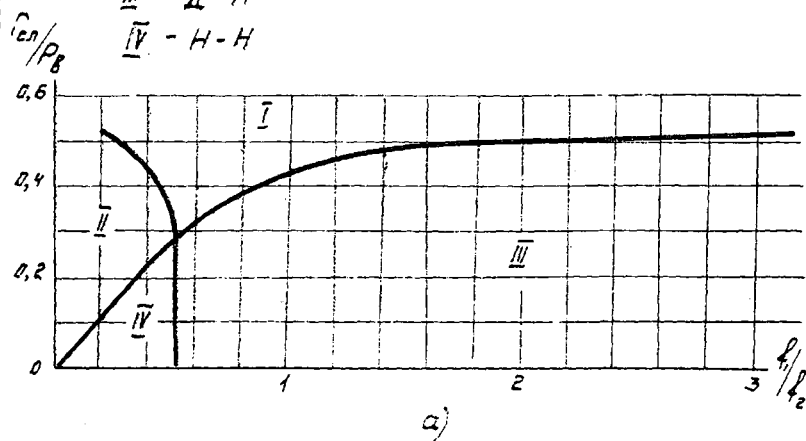


Рис. 24. Графики для расчета воздушных редукторов

Уравнение равновесия мембраны без учета пружин имеет вид

$$p_m = p_n.$$

Определив давление p_n через p_v , в соответствии с (44) получим

$$p_m = p_v \frac{f_1}{f_2},$$

или

$$\frac{p_v}{p_m} = \frac{f_2}{f_1}. \quad (46)$$

Из (46) следует, что датчик будет поддерживать отношение $\frac{p_v}{p_m}$ на значении, определяемом соотношением площадей жиклеров редуктора $\frac{f_2}{f_1}$. Если значение $\frac{p_v}{p_m}$ будет иное, то равновесие мембраны нарушится, она переместится вверх, или вниз, изменит положение управляющего элемента, и САР будет так воздействовать на двигатель, чтобы отношение $\frac{p_v}{p_m}$ вернулось к заданному значению. Описанная работа датчика обеспечивается при выполнении трех условий:

1) необходимо поддерживать только одно значение отношения;

2) мембрана датчика должна быть в равновесном положении, чтобы на нее не действовали никакие избыточные силы;

3) воздушный редуктор должен работать в таком режиме, в котором промежуточное давление прямо пропорционально входному.

Первое условие определяет однорежимность работы датчика, т. е. он поддерживает только одно значение отношения $\frac{p_v}{p_m}$.

Чтобы перенастроить датчик на другое отношение $\frac{p_v}{p_m}$, надо согласно (46) изменить $\frac{f_2}{f_1}$, т. е. площадь жиклера редуктора.

Здесь имеется ряд конструктивных трудностей. Диаметры жиклеров сравнительно невелики — $2 \div 4$ мм, и выполнить точно эту площадь переменной очень трудно. Это усугубляется тем, что с целью получения требуемого течения газа в редукторе, к нему предъявляются жесткие требования по конфигурации жиклеров. Наилучшие результаты получаются, когда входной жиклер выполнен острокрытым, а выходной — типа сопло Лаваля.

Однако сделать жиклеры малого диаметра с такой сложной конфигурацией тяжело. В цилиндрических жиклерах при изменении абсолютных значений давлений могут наблюдаться ощутимые изменения коэффициентов расхода, приводящие к нарушению режима работы редуктора. Непрерывное изменение площади жиклеров хотя и возможно, но сложно. Проще сделать ступенчатое изменение площадей, т. е. ставить несколько жикле-

ров параллельно и открывать или закрывать некоторые из них. Увеличение диаметра жиклеров приводит к увеличению расхода воздуха через них, что нежелательно.

Мембраны датчика имеют собственную жесткость. Кроме того, для стабилизации работы датчика в него устанавливаются пружины 4 и 5 с затяжками $P_{пж1} - P_{пж2}$. С учетом этого уравнение равновесия примет вид

$$p_m \cdot F_{мб} + P_{пж2} = \frac{f_1}{f_2} \cdot p_v \cdot F_{мб} + P_{пж1} + C_\epsilon h, \quad (47)$$

откуда

$$\frac{p_v}{p_m} = \frac{f_2}{f_1} \left(1 + \frac{P_{пж2} - P_{пж1} - C_\epsilon h}{p_m \cdot F_{мб}} \right).$$

Здесь $P_{пж2}$ — сила пружины 4, приведенная к оси мембраны. Равенство (46) можно получить из (47) только в том случае, если в равновесном положении ($h = 0$) выполнено условие $P_{пж1} = P_{пж2}$. $P_{пж1} - P_{пж2} = 0$, т. е. когда силы затяжки пружин, действующих на мембрану с обеих сторон датчика, равны и больше нет никаких избыточных сил. В противном случае из (47) следует, что отношение $\frac{p_v}{p_m}$ будет меняться с изменением абсолютного давления p_m (p_v). Это свойство иногда используют в САР для автоматической коррекции отношения при изменении условий полета.

Из (47) следует также, что статизм датчика, определяемый членом $\frac{C_\epsilon h}{p_m \cdot F_{мб}}$, также меняется с изменением p_m , т. е. для отклонения управляющего элемента на одну и ту же величину в разных условиях полета будут требоваться разные перепады давлений на мембране.

Для выполнения третьего условия необходимо обеспечить работу редуктора в режимах, соответствующих III и IV областям, т. е. необходимо обеспечить надкритическое течение газа в выходном жиклере редуктора.

На равновесном режиме $p_n = p_m$, следовательно, перепад на выходном жиклере будет $\frac{p_m}{p_{сд}}$. Эта величина теоретически должна быть больше 1,86, а практически больше 2. В ТРД слив обычно может быть осуществлен в пространство на входе в двигатель или в атмосферу. Иногда это условие выполняется автоматически, например, в датчиках $\pi_t^* = \frac{p_2^*}{p_4^*}$, где под мембрану подводится давление за турбиной. На современных двигателях на режимах работы регулятора π_t^* отношение $\frac{p_4^*}{p_1^*}$ всегда больше 2. В этом случае всегда обеспечивается нормальная работа датчика.

Если же рассмотреть датчик $\pi_k^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$, то здесь при $M = 0$,

$p_1 = p_n$ и отношение $\frac{p_n}{p_n} = \frac{p_1}{p_n} \simeq 1$, т. е. в этих условиях такой простейший датчик неприменим. Чтобы обеспечить работу датчика, надо создать разрежение на выходе из редуктора.

Это может быть достигнуто, например, с помощью установки воздушного эжектора, создающего на всех рабочих режимах потребное отношение $\frac{p_n}{p_{сл}}$.

Иногда применяют схему двухмембранного датчика (рис. 23 в). Редуцированное давление подводят в промежуточную полость между мембранами, а с наружных полостей мембран подводятся полные давления, отношение которых необходимо поддерживать. Условие равновесия механизма имеет вид

$$F_{мб_1} \cdot p_m - F_{мб_1} \cdot p_n = F_{мб_2} \cdot p_v - F_{мб_2} \cdot p_n.$$

Учитывая (44), получим:

$$\frac{p_v}{p_m} = \frac{F_{мб_1}}{F_{мб_2} + (F_{мб_1} - F_{мб_2}) \frac{f_1}{f_2}}.$$

Выбором конструктивных значений $f_{мб_1}$; $f_{мб_2}$ и $\frac{f_1}{f_2}$ можем получить требуемое значение отношения $\frac{p_v}{p_m}$.

Принципиальное отличие этого датчика от предыдущего состоит в том, что давление $p_n > p_m$, т. е. нет необходимости доводить давление в промежуточной полости редуктора до давления p_m , что позволяет получить на выходном жиклере большие перепады давлений.

Такой датчик можно использовать для регулирования π_k без применения эжектора, если за счет подбора площадей редуктора f_1 и f_2 обеспечить $\frac{p_n}{p_m} > 2$.

Попутно отметим, что при регулировании π_k иногда прибегают к искусственному приему, поддержанию не полной степени повышения давления в компрессоре, а степени повышения давления нескольких последних ступеней, считая, что между этими величинами существует однозначная зависимость. Это позволяет подводить под мембрану давление существенно больше p_n и получить критический перепад в редукторе.

В САР ТРД воздушные редукторы часто применяются и для других целей, например, в ряде случаев можно так подобрать жиклеры редуктора, чтобы получить необходимую зависимость давления p_n как от p_v , так и от $p_{сл}$, т. е. вести коррекцию механизма от $p_{сл}$.

Элементы логического действия и временные

Схемы элементов логического действия показаны на рис. 25. Это, в основном, гидравлические реле. Они должны иметь крутую характеристику с гистерезисом, чтобы обеспечить резкое и надежное срабатывание. Это достигается за счет введения положительных обратных связей с ограниченным диапазоном действия. Схема такого реле с поршнем и его характеристика показаны на рис. 25 а.

Здесь входным параметром является сила P , действующая на рычаг 3, которая уравнивается силой затяжки $P_{пж}$ пружины 2, изменяемой с помощью поршня 1. Выходным параметром является давление p_n . Если $P < P_{пж}$ (для простоты плечи рычага считаем равными), то управляющий клапан 4 закрыт, а давление $p_n = p_v$. Оно подводится под поршень 1, который отжимает пружину вниз, создавая ее максимальную затяжку $P_{пж}$. Когда $P = P_{пж}$, открывается сопло 5, падает давление p_n , и поршень 1 перемещается вверх: пружина 2 расслабляется, что еще больше открывает клапан 4 и вызывает дальнейшее падение p_n . Устройство здесь как бы теряет устойчивость, что вызывает резкое падение p_n . Для того, чтобы устройство вернулось в исходное положение, необходимо, чтобы сила P уменьшилась до величины $P_{пж} - \Delta P_{пж}$, где $\Delta P_{пж}$ — изменение затяжки пружины на величину, определяемую перемещением поршня; при этом обратное перемещение также происходит резко.

Аналогично работает и устройство, показанное на рис. 25 б. Здесь изменение положения заслонки меняет давление p_n , которое в определенный момент вызывает перемещение золотника 2. Золотник при своем движении меняет сопротивление жиклера 3 так, что это приводит к дальнейшему изменению давления p_n и резкому перемещению золотника до упора. Выходным параметром здесь является давление p_n или перемещение золотника.

На рис. 25 в показана схема, где перемещение золотника используется для подачи гидравлического сигнала от одного элемента к другому. Золотник при своем перемещении перекрывает или открывает указанный канал. Это позволяет иметь автономные значения входного и выходного сигналов. В данном элементе гистерезис создается за счет изменения сопротивления, связанного с пружиной полостью золотника, т. е. за счет изменения давления слива, а не за счет командного давления, как на рис. 25 б.

Ходовая схема логического элемента приведена на рис. 25 г. Перемещение h золотника приводит в определенном положении к вскрытию окна в гильзе. Рабочее давление поступает под торец гильзы и резко перемещает ее навстречу движению золотника, тем самым резко открывая окно. Так как гильза при этом переместилась в новое положение, то закроется окно при новом

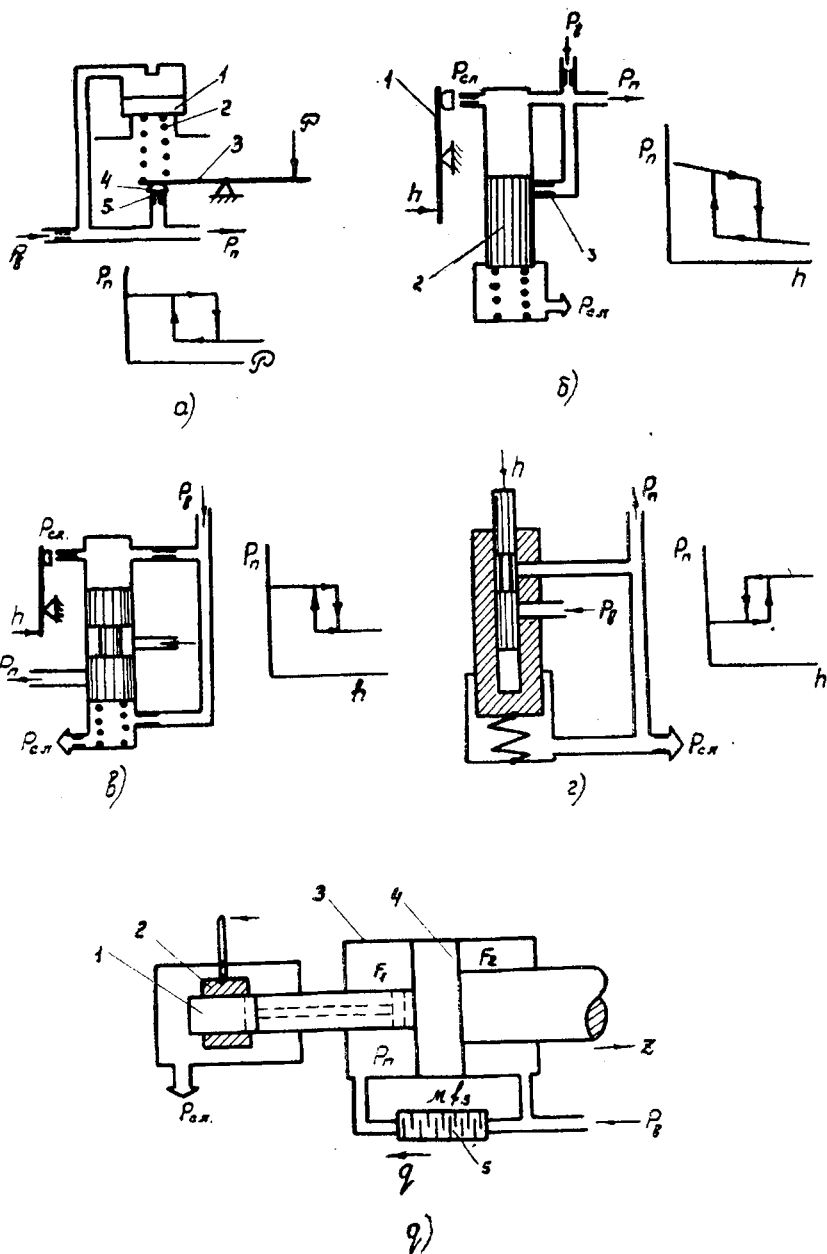


Рис. 25. Элементы логического действия

положении золотника, т. е. возникает гистерезис. Определенным набором и соединением подобных элементов могут быть получены логические схемы любой сложности.

В качестве временных элементов в САР ТРД применяются так называемые гидрозамедлители. Отсчет времени ведется здесь путем заполнения определенного объема жидкости через дозирующее сечение. Схема такого устройства показана на рис. 25 д. Оно состоит из силового цилиндра 3, в левую полость которого через гидравлическое сопротивление 5 подводится рабочая жидкость. Приведение его в действие осуществляется ползушкой 2, смонтированной на штоке 1 поршня 4. В штоке выполнен канал, соединяющий левую полость цилиндра 3 через ползушку 2 со сливом. Если ползушка неподвижна, то поршень автоматически устанавливается так, чтобы сливные отверстия в штоке были несколько приоткрыты ползушкой. При этом количество жидкости, втекающей через сопротивление 5 и вытекающей через отверстия в штоке, одинаково, а поршень находится в равновесии. Если отверстие в штоке 1 открыто больше, то вытекать жидкости будет больше, чем втекать, и поршень, компенсируя этот расход, под действием давления p_v будет перемещаться влево. Это приведет к прикрытию отверстия, уменьшению слива и остановке поршня. Наоборот, когда расход через отверстия в штоке мал, то избыточное количество жидкости, поступающее в левую полость, начнет перемещать поршень вправо до тех пор, пока отверстие в штоке не откроется настолько, чтобы пропустить всю втекающую жидкость на слив. Принудительное перемещение ползушки 2 вправо приведет к полному закрытию отверстия в штоке и перемещению поршня 4 вправо. При этом скорость его перемещения будет определяться количеством поступающей в цилиндр жидкости. Если этот приток постоянный, то поршень будет двигаться с постоянной скоростью, а шток перемещаться линейно по времени.

Напишем условие движения поршня:

$$F_1 \cdot p_n = F_2 \cdot p_v,$$

$$F_1 = \frac{dz}{dt} = q,$$

$$q = \mu f_5 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_v - p_n},$$

откуда

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{F_1} \mu f_5 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right) \cdot p_v} \quad (48)$$

или

$$\Delta z = \frac{1}{F_1} \mu f_5 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right) \cdot p_v} \cdot \Delta t. \quad (49)$$

Величина выражения, стоящего в правой части (48), определяется конструктивными параметрами и давлением p_v . При

постоянном значении p_v и γ (или $\frac{p_v}{\gamma}$) будем иметь постоянную скорость движения поршня: Поршень будет двигаться с этой скоростью до тех пор, пока не дойдет до упора или не вскроет отверстия в штоке. Можно задать определенное значение перемещения штока Δz . Тогда из (49) нетрудно получить время этого перемещения (например, время перемещения поршня от одного упора до другого).

Дадим конструктивную оценку такого устройства. Примем диаметр поршня равным 40 мм, $F_1 = 12 \text{ см}^2$ (за вычетом площади штока), сопротивление 5 в виде жиклера диаметром 0,8 мм, $f_5 = 0,5 \text{ мм}^2$, $\frac{F_1}{F_2} = 0,5$ и давление питания $P_v = 10 \text{ кг/см}^2$. Тогда перепад на жиклере $p_v - p_n = 5 \text{ кг/см}^2$ и расход через него будет $q = 42 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{\frac{5}{10}} \simeq 15 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}$, а скорость перемещения поршня $\frac{dz}{dt} = \frac{q}{F_1} = \frac{15}{12} = 1,25 \frac{\text{см}}{\text{сек}} = 12,5 \frac{\text{мм}}{\text{сек}}$, т. е. в течение 1 секунды поршень переместится на 12,5 мм.

Часто необходимо получить время перемещения поршня порядка нескольких секунд ($5 \div 20 \text{ сек}$). Для этого надо увеличивать габариты поршня или уменьшать q . Обычно уменьшают q , применяя сопротивления 5 с очень маленьким проходным сечением. Они представляют из себя набор большого числа последовательно установленных жиклеров и называются дроссельными пакетами. Размер сопротивления дроссельного пакета задается не величиной, эквивалентной площади, а проливочной характеристикой: количеством пропускаемой им жидкости при определенном перепаде давлений. В САР ГТД применяются пакеты с расходом 60 $\text{см}^3/\text{мин}$ при $\Delta p = 10 \text{ кг/см}^2$ и более. При расходе 60 $\text{см}^3/\text{мин}$ время перемещения поршня на 12,5 мм в рассмотренном выше примере составит уже примерно 20 сек.

В САР ГТД подобные временные устройства применяются не только для определения промежутка времени, но и для задания скорости изменения какого-либо параметра, а при включении в цепь обратной связи и для получения производных по времени.

Распределительные клапаны

При большом диапазоне изменения расхода топлива удовлетворительный распыл его на всех режимах работы двигателя обеспечивается путем применения двухканальных форсунок или многоколлекторных камер сгорания. Возникает задача распределения подачи топлива к форсункам между различными коллекторами. Для этой цели служат специальные дозирующие устройства, которые называют распределительными клапанами РК или распределителями топлива РТ. Схема простейшего РК по-

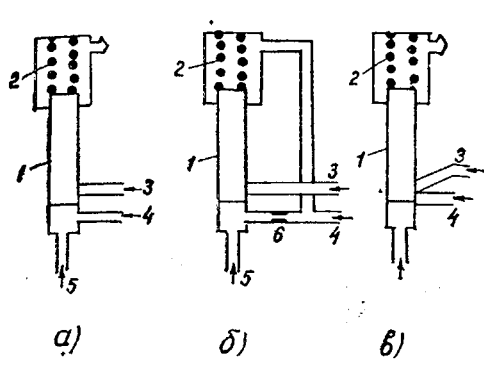


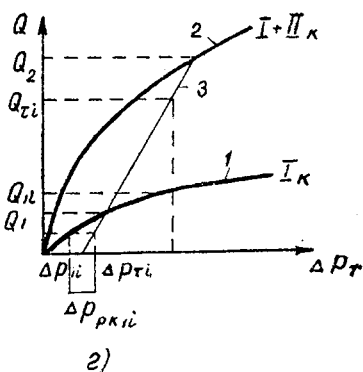
Рис. 26. Распределительные клапаны

казана на рис. 26 а. Он состоит из золотника 1 с пружиной 2. К одному из торцов золотника по каналу 5 подведено давление топлива, подаваемого к камере сгорания, а к другому — давление слива. По каналам 3 и 4 топливо поступает к коллекторам форсунок.

Пока расходы малы, сопротивление первого коллектора и давление в канале 4 невелики, золотник под действием пружины находится внизу и перекрывает канал 3. С увеличением расхода растет давление в канале 4, которое, преодолевая силу затяжки пружины 2, поднимает золотник вверх и открывает доступ топлива в канал 3 ко второму контуру форсунок.

В приведенном примере для открытия клапана используется приращение давления в диапазоне изменения перепада давлений топлива на форсунках. Так как этот диапазон велик, то пружина 2 также получается сильной. Уменьшение силы пружины может быть достигнуто путем подвода к золотнику перепада давлений, реализующегося на специальном жиклере 6, установленном в канале первого коллектора (рис. 26 б). Здесь соответствующим выбором диаметра жиклера может быть получен любой желаемый перепад. Иногда РК открывает оба коллектора (рис. 26 в). Сначала происходит открытие канала 4, а потом 3. Существует целый ряд других схем РК и РТ.

Выбором профиля окон во втулке золотника РК можно получить определенную зависимость между расходом топлива, поступающим в двигатель, и давлением топлива перед РК. Это свойство часто используют при проектировании автоматики, считая давление величиной, характеризующей расход топлива. Хотя такая связь и является достаточно грубой, она позволяет в ряде случаев упростить схему и конструкцию САР. Связь между расходом и перепадом давлений топлива, проходящего через одноканальную форсунку или один канал двухканальной форсунки, в первом приближении может быть оценена зависимость



(7) (кривая 1 на рис. 26 г), расход через два коллектора также определяется (7) (кривая 2).

Пусть для правильной работы автоматики нужно иметь связь между Q и Δp , заданную кривой 3. Определим профиль окон РК для обеспечения этой характеристики на примере РК, показанного на рис. 26 в. Считаем, что на участке Q_T от 0 до Q_1 открывается только первый контур, а от Q_1 до Q_2 — второй.

Задаемся рядом значений расхода Q_{Ti} . На первом участке каждому Q_{Ti} по характеристике первого коллектора соответствует значение перепада давлений Δp_{Ti} (см. рис. 26г) и перепада давлений Δp_{pki} на окне РК первого контура. Площадь сечения окна определится согласно (7) как

$$f_1 = \frac{Q_{Ti}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p_{pki}}}. \quad (50)$$

На втором участке расход через второй контур Q_{TII} определится так

$$Q_{TII} = Q_{Ti} - Q_{TI},$$

а площадь f_{II} найдем по (50) при подстановке сюда Δp и Q , соответствующих второму контуру.

Ход золотника z_{PK} РК для каждого Q_i найдем из выражения

$$z_{PK} = \frac{\Delta p_{Ti} \cdot F_3 - P_{про}}{C_{пр}}.$$

Здесь F_3 — площадь золотника РК, $P_{про}$ и $C_{пр}$ — предварительная затяжка и жесткость пружины РК.

При расчете РК следует иметь в виду, что золотник 1 перемещается под действием перепада давления топлива p_T над сливом, а истечение в камеру сгорания происходит в среду с давлением воздуха за компрессором P_2 , которое изменяется в зависимости от режима работы двигателя. Истечение топлива через форсунку не всегда подчиняется закону (7). Поэтому для точного расчета необходимо иметь проливочные характеристики форсунок на разных режимах работы двигателя, которые могут иметь расслоение по Q . В этом случае обеспечить однозначную характеристику РК ($p_{\Phi} = \Phi(Q_T)$) не представится возможным.

Клапаны постоянного давления

В большинстве современных САР АД автоматика использует в качестве рабочей жидкости топливо, забираемое из системы топливопитания. Для стабилизации характеристик САР применяют топливо, имеющее постоянное давление. Это дос-

тигается постановкой специальных клапанов постоянного давления (КПД). Схема такого клапана изображена на рис. 27. Он представляет из себя золотник 2 с пружиной 1. Топливо от насоса подводится по каналу 3 и поступает к автоматике по

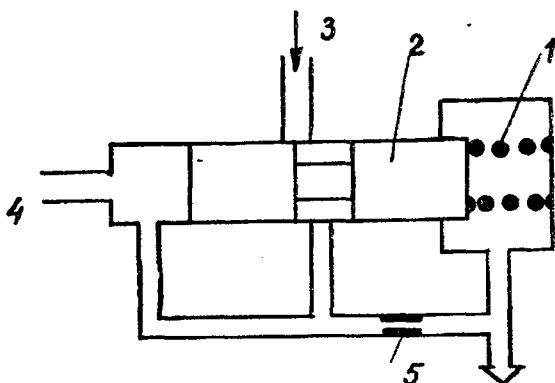


Рис. 27. Клапан постоянного действия

каналу 4. Если давление в канале 4 велико, то оно перемещает золотник 2 вправо и прикрывает поступление топлива от насоса. Уменьшение давления в канале 4 приводит к открытию отверстия во втулке золотника, связанного с каналом 3, и увеличению подачи топлива. Жиклер 5 предназначен для создания постоянного протока топлива через кромки золотника.

Глава V. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Регуляторы расхода топлива

Регуляторы расхода предназначены для поддержания заданного расхода топлива и изменения его по сигналам, поступающим от других регулирующих устройств. В общей системе управления они вводятся для получения требуемых функциональных законов управления при программном регулировании, содержатся в системах косвенного регулирования, системах, регулирования переходных режимов, в форсажных системах. Регуляторы расхода позволяют улучшать устойчивость САР, более правильно выбирать ее параметры и производить коррекцию статических и динамических характеристик САР при изменении условий полета самолета.

На рис. 28 показаны схемы различных регуляторов расхода топлива. Все они построены на принципе дросселирования потока топлива в каком-либо сечении. Расход топлива через

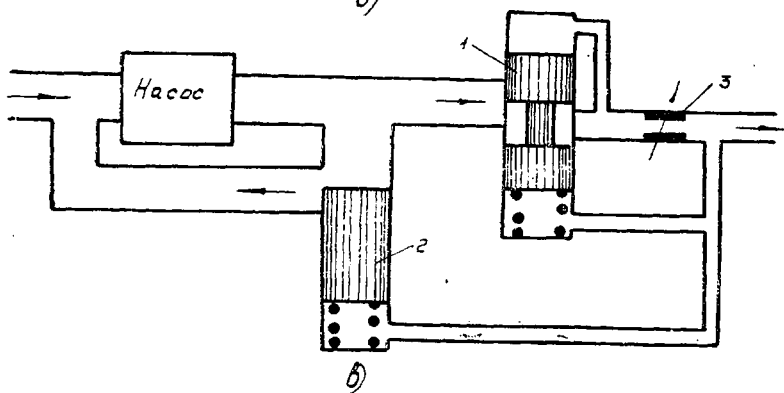
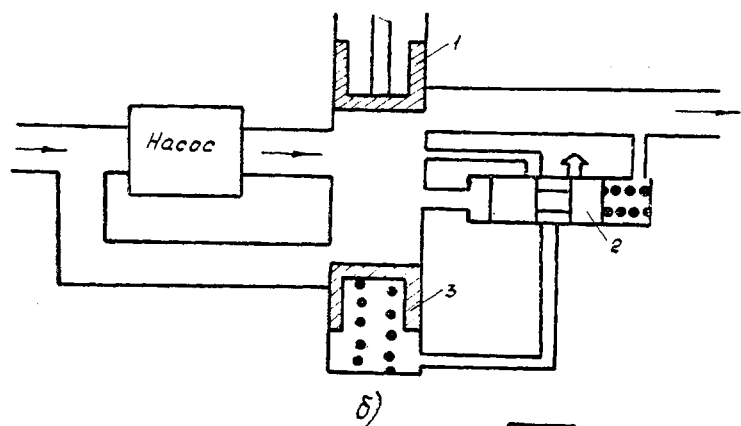
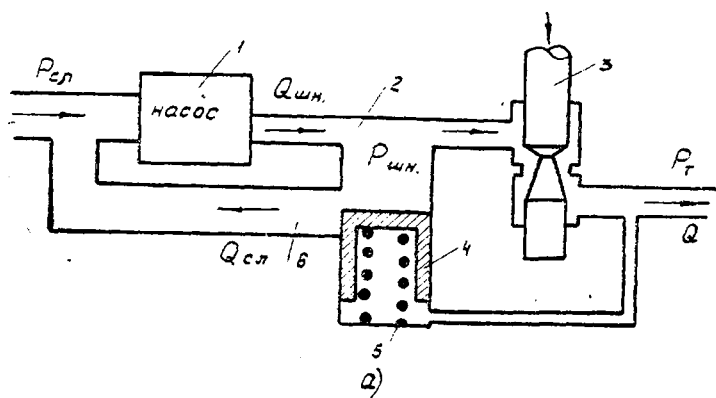


Рис. 28. Регуляторы расхода топлива

сечение зависит от эффективной площади проходного сечения, перепада давления на нем и свойств топлива (γ). Расход данного топлива будет постоянным, если постоянна площадь сечения и перепад давлений.

Простейший регулятор расхода прямого действия показан на рис. 28 а. Топливо, подаваемое объемным насосом 1 по каналу 2, подводится к дозирующей игле 3 и затем поступает в двигатель. Клапан постоянного перепада 4 поддерживает на проходном сечении иглы постоянный перепад давлений, величина которого определяется затяжкой пружины 5. Избыток топлива, подаваемого насосом, перепускается клапаном по каналу 6 на вход в насос. Увеличение расхода топлива через дозирующее сечение против заданного приводит к возрастанию перепада давлений на нем. Под действием увеличившегося перепада клапан 4 переместится вниз и увеличит проходное сечение, а следовательно, и количество топлива, сливаемого на вход в насос. Это вызовет уменьшение расхода топлива, поступающего к дозирующей игле, и восстановление перепада давлений до заданного значения. Требуемое изменение расхода топлива в двигатель осуществляется перемещением дозирующей иглы 3. Увеличение дозирующего сечения иглы приведет вначале к уменьшению перепада, клапан 4, переместясь под действием пружины вверх, уменьшит слив топлива и увеличит расход топлива, поступающего к дозирующей игле.

На рис. 28 б изображен такой же регулятор непрямого действия. Здесь перепад давлений на дозирующем кране 1 воспринимается золотником 2, который управляет поршнем 3. Увеличение перепада вызывает смещение золотника 2 вправо, соединение пружинной полости поршня 3 со сливом, смещение поршня вниз и увеличение перепуска топлива.

На рис. 28 в показан регулятор прямого действия, состоящий из двух золотников, один из которых поддерживает перепад непосредственно на дозирующем сечении, путем дросселирования потока топлива, а второй грубо устанавливает общий перепад на дозирующем сечении и сечении первого клапана. Увеличение перепада давлений на сечении 3 вызовет перемещение клапана 1 вниз и уменьшение его сечения. Суммарный перепад на клапане 2 возрастет, он увеличит слив топлива, а к сечению 3 топлива поступит меньше, и перепад на нем восстановится.

Схема регулятора непрямого действия в системе, где подача топлива осуществляется центробежным насосом (ЦН), приведена на рис. 29 а. Здесь поршень 1 дросселирует основной поток топлива (в отличие от схемы на рис. 28 б, где поршень перепускал избыток топлива). Увеличение перепада на кране 2 приводит здесь к прикрытию поршнем 1 проходного сечения и возрастанию перепада на этом сечении, перепад давлений на кране 2 и расход топлива через него при этом падают.

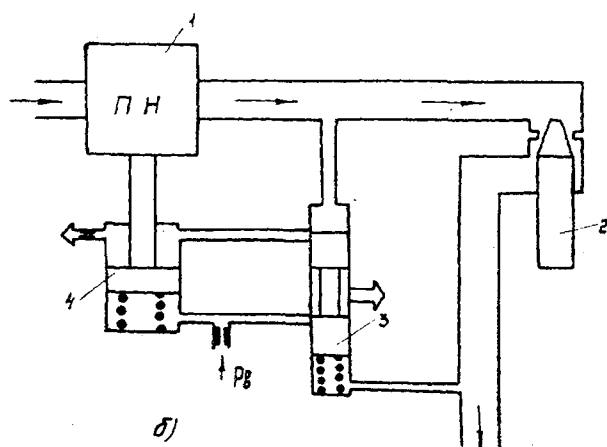
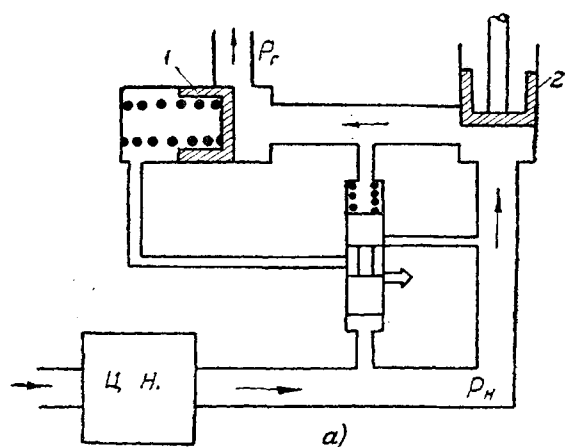


Рис. 29. Регуляторы расхода

Схема регулятора расхода непрямого действия с плунжерным насосом изменяемой производительности приведена на рис. 29 б. Здесь расход топлива, подаваемый насосом 1, поступает через дроссельный кран 2 к двигателю. Производительность насоса определяется числом оборотов и положением поршня 4, изменяющего ход плунжеров. Верхняя полость гидроцилиндра соединена через дроссельное сопротивление со сливом, а нижняя через другой дроссель с высоким давлением. При этом поршень стремится переместиться вверх, что вызывает увеличение подачи топлива. Пока перепад на кране 2 мал, золотник 3 под действием пружины смещен вверх, а каналы,

Идушие от него к полостям гидроцилиндра, перекрыты, поршень 4 перемещается вверх, подача топлива увеличивается. Когда перепад достигает заданного значения, золотник 3 перемещается вниз, соединяя верхнюю полость с высоким давлением, а нижнюю со сливом и останавливая движение поршня. Если перепад возрастает больше заданного, то с помощью золотника 3 каналы, идущие к цилиндру, откроются еще больше, что вызовет перемещение поршня 4 вниз и уменьшение подачи топлива.

На рис. 30 а показана схема регулятора непрямого действия плунжерным насосом, где в качестве управляющего элемента использован плоский клапан, а сам регулятор поддерживает давление топлива p_n (над сливом) перед дроссельным сечением 1. Давление топлива p_n действует на шток 2, связанный с рычагом 3 датчика. Момент сил от давления уравнивается моментами от затяжки пружины 5 и задающей силы 4. Увеличение давления топлива вызывает поворот рычага 3 по часовой стрелке, открытие клапана 6, перемещение поршня 7 вправо, уменьшение хода плунжеров, подачи топлива, восстановление заданного значения давления. Изменение требуемой величины расхода топлива может осуществляться здесь как путем изменения проходного сечения 1, так и путем изменения задающей силы 4.

Рис. 30 б иллюстрирует схему регулятора расхода, построенного с использованием вторичного потока жидкости. Он включает в себя дроссельный кран 1, клапан нулевого перепада 5, дроссели 12 и 13, изменяемый дроссель 11, регулятор давления 8, плунжерный насос 2 с сервопоршнем 3. Давление топлива за дроссельным краном p_k через демпфирующий циклер 4 подводится с левой стороны мембраны клапана нулевого перепада 5. С другой стороны мембраны подводится топливо, забираемое перед краном 1 через дроссели 12 и 13. Это топливо через плоский клапан 6 и изменяемый дроссель 11 перепускается на слив. Оно образует вторичный поток, а расход его пропорционален расходу основного топлива, протекающего через дроссельный кран 1.

Действительно, клапан нулевого перепада 5 автоматически изменяет сечение клапана 6 так, чтобы давления с обеих сторон мембраны были одинаковы. Если с правой стороны давление будет больше, то мембрана переместится влево, клапан откроется, сопротивление проходу топлива во вторичном потоке упадет, а давление справа от мембраны понизится до значения давления с левой стороны. Следовательно, оно будет всегда равно давлению за дроссельным краном 1. Дроссели 12 и 13 установлены в канале вторичного потока, берущего начало из магистрали основного топлива перед краном 1. Перепад давлений на дросселях 12 и 13 будет всегда автоматически поддерживаться равным перепаду давлений на кране 1, а рас-

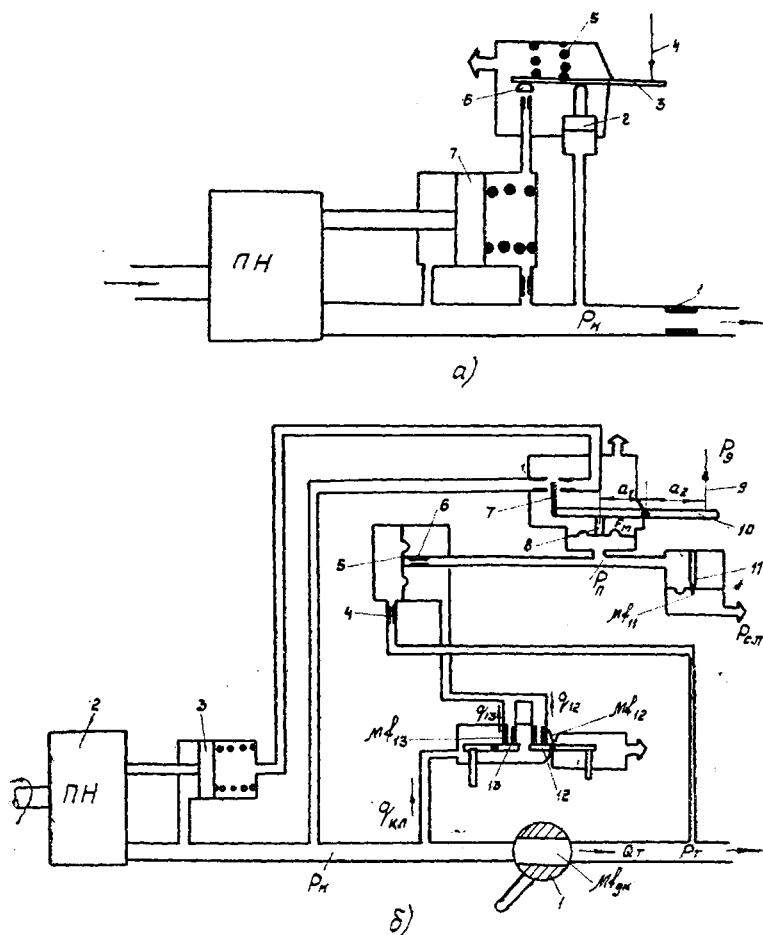


Рис. 30. Регуляторы давления

ход через дроссели пропорционален расходу через кран. Коэффициент пропорциональности определяется соотношением площадей проходных сечений.

Весь расход вторичного потока через дроссель 11 перепускается на слив, а перепад на этом дросселе замеряется регулятором давления 8, который управляет сервопоршнем 3 плунжерного насоса переменной производительности 2. Увеличение перепада давлений на кране 1 приводит к увеличению перепада на дросселях 12 и 13, увеличению расхода топлива во вторичном потоке, увеличению перепада давлений на дросселе 11 и изменению момента сил от этого перепада на рычаге 10. Вследствие этого рычаг 10 повернется по часовой стрелке. Управляющий элемент 7 типа «сопло—нож» прикроет поступле-

ние топлива в правую полость гидроцилиндра, а поршень 3 начнет перемещаться вправо, уменьшая количество топлива, подаваемого насосом, а следовательно, и расход топлива через кран 1 и перепад давлений на нем до заданного значения.

Требуемая величина расхода может быть установлена путем изменения сечения крана 1, дросселей 12 и 13 и внешней силы 9, действующей на рычаг 10. В первом случае перепад на кране 1 и расход в линии вторичного потока будет поддерживаться регулятором на прежнем уровне. Во втором случае расход на линии вторичного потока также остается постоянным, а величина перепада на кране 1 изменится. В третьем случае изменится и расход и перепад.

Действительно, если увеличить сечение дросселя 12, то вначале расход через него увеличится, а следовательно, увеличится и перепад на дросселе 11, и регулятор 8, воздействуя на насос, уменьшит подачу топлива. Уменьшение расхода прекратится, когда перепад давлений на дросселе 11 станет прежним, т. е. восстановится расход через линию вторичного потока. Но так как сечение дросселя 12 стало больше, то это окажется возможным лишь при меньшем перепаде на дросселе 12, а следовательно, и кране 1. Изменение внешней силы 9 приведет к нарушению равновесия рычага 10, воздействию на насос и изменению подачи топлива. Равновесие наступит при новом значении перепада давлений на дросселе 11, а следовательно, и при новом расходе топлива в линии вторичного потока, что при постоянном сечении дросселей 12 и 13, возможно только за счет изменения на них, а значит и на кране 1, перепада давлений.

Требования, предъявляемые к регуляторам расхода, зависят от их назначения. Регуляторы, устанавливаемые в системах косвенного регулирования, должны обеспечивать высокую точность поддержания расхода (не менее $\pm 1-1,5\%$). В автоматах приемистости допуск на поддержание расхода несколько расширяется. Если регулятор предназначен для повышения устойчивости и коррекции динамических параметров САР с изменением условий полета, то он может быть выполнен значительно грубее.

Диапазон изменения расхода зависит от назначения самолета. Для пассажирских машин он меньше. Но здесь предъявляются более жесткие требования к надежности.

Все рассмотренные регуляторы расхода топлива состоят из двух частей: дозирующих элементов и клапанов перепада. В качестве дозирующих элементов могут применяться постоянные сопротивления (жиклеры) и дроссельные краны и иглы (изменяемые сопротивления). В зависимости от конструктивного выполнения различают дроссельные краны (иглы) с продольной перестановкой, поворотные и продольно-поворотные.

Самыми простыми по конструкции являются сопротивления с постоянным сечением, но они имеют очень ограниченный диапазон применения, так как не позволяют изменять расход на большую величину.

Наибольшее распространение получили краны (иглы) с продольным перемещением. Они позволяют получить сложные законы изменения проходных сечений по ходу и просто соединяются с исполнительными органами. Ход таких дроссельных устройств составляет 10—20 мм, а диаметр зависит от потребного расхода топлива (от 8 до 50 мм). Дозирующее сечение выполняется за счет профилирования центрального тела или за счет профилирования окон во втулке крана. Поворотные краны несколько меньше по габаритам, но они получили меньшее распространение, так как в них труднее выполнить сложный профиль и связать их с остальными элементами САР. Продольно-поворотные краны конструктивно сложнее остальных, но они позволяют изменять сечение в зависимости от двух независимых внешних воздействий (путем перемещения вдоль и путем поворота).

При прохождении через дроссельное сопротивление поток жидкости сначала сужается, а затем расширяется. Кроме того, в реальных конструкциях подвод и отвод жидкости от дросселя сопровождается поворотом потока на значительные углы. Для того, чтобы эти факторы не влияли на дозирование топлива, в гидравлике существуют определенные нормы соотношений между площадями дозирующих сечений и каналами входа и выхода. В конструкциях САР АД для уменьшения габаритов этими нормами пренебрегают. Поэтому здесь регуляторы расхода очень чувствительны к выбору мест замера давлений потока до и после дозирующих сечений и к конструктивному выполнению самих дозирующих устройств. Места замера должны выбираться в зоне невозмущенного потока, а дозирующие окна и краны устанавливаться так, чтобы исключить взаимодействие протекающих через них потоков топлива. На величину расхода топлива, дозирующего регулятором расхода, оказывает влияние удельный вес топлива (см. 7), поэтому в конструкциях предусматриваются компенсаторы по сорту топлива и по температуре.

Клапаны перепада различают двух типов: собственно клапаны перепада (рис. 28, 29) и клапаны давления топлива (рис. 30). В последних вторым давлением является давление слива. Они проще по конструкции, но хуже по точности и для них труднее подобрать требуемую характеристику. Клапаны перепада могут быть прямого (рис. 28 а, в) и непрямого (рис. 28 б, 29, 30) действия. Клапаны непрямого действия сложнее и хуже по динамическим характеристикам, но позволяют получить более высокую точность. Увеличение точности может быть получено путем постановки двух клапанов прямого

действия (рис. 28 в). Здесь золотник 2 осуществляет грубое поддержание перепада давлений на сечении 3 и клапане 1 путем перепуска излишнего топлива на слив. Клапан 1 поддерживает перепад непосредственно на сопротивлении 3 путем дросселирования основного потока топлива. Так как общий перепад давлений меняется мало, то диапазон работы клапана 1 также мал, что и позволяет повысить точность.

Принципиальная особенность регулирования расхода, подаваемого шестеренным насосом (или любым объемным насосом нерегулируемой производительности), состоит в том, что производительность насоса очень мало зависит от противодавления, поэтому изменять расход топлива в двигатель можно только путем перепуска излишнего топлива на вход в насос, а увеличение перепада давлений на дроссельном сопротивлении должно приводить к увеличению сечения исполнительного механизма клапана перепада (рис. 28).

Количество топлива, перепускаемое регулятором расхода $Q_{сл}$, равно разности между подачей насоса $Q_{шн}$ и расходом в двигатель Q , а давление за насосом $P_{шн}$ определяется величиной поддерживаемого клапаном перепада Δp и сопротивлением форсунок и магистрали, характеризуемым давлением p_t , и может быть найдено из их характеристик. Тогда площадь проходного сечения $f_{кп}$ исполнительного механизма клапана перепада для каждого значения Q определится на основании (7)

$$f_{кп} = \frac{Q_{шн} - Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_t + \Delta p - p_{сл}}}.$$

Для схемы рис. 28 в площадь клапанов 2 — $f_{кп2}$ и 1 — $f_{кп1}$ найдем и из выражений:

$$f_{кп2} = \frac{Q_{шн} - Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_t + \Delta p_2 - p_{сл}}},$$

$$f_{кп1} = \frac{Q}{\nu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p_2 - \Delta p}},$$

где Δp_2 — величина перепада давлений, поддерживаемого клапаном 2.

В клапанах непрямого действия имеется расход на управление, однако его доля в общем балансе расхода обычно мала, и при расчетах $f_{кп}$ его можно не учитывать.

При изменении расхода топлива, подаваемого центробежным насосом, давление за насосом изменяется очень мало, а расход топлива в двигатель определяется сопротивлением магистрали. Таким образом, исполнительный орган регулятора расхода должен изменять сопротивление основному потоку, а увеличение перепада на дозирующем кране вызывает уменьше-

ние площади исполнительного органа (с объемным насосом — сечение увеличивалось). Площадь проходного сечения $f_{\text{кп}}$ исполнительного органа крана 1 на рис. 29 а может быть подсчитана по следующей формуле:

$$f_{\text{кп}} = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{p_{\text{н}} - p_{\text{т}} - \Delta p}}.$$

В схеме с плунжерным насосом (рис. 29 б) подача топлива определяется ходом плунжеров.

В большинстве рассмотренных схем регуляторов расхода изменение расхода достигалось за счет изменения проходного сечения дозирующего элемента и автоматического поддержания на нем постоянного значения перепада давлений. Принципиально можно менять расход за счет изменения перепада, оставляя дозирующее сечение постоянным. Такой путь является менее удобным. Расход топлива, поддерживаемый регулятором расхода, в зависимости от условий полета меняется в широких пределах (в 10—15 раз). Согласно (7) расход прямо пропорционален площади сечения и корню квадратному из перепада давлений на нем. Поэтому, чтобы изменить расход, например в 10 раз, достаточно во столько же раз изменить площадь проходного сечения. Такую конструкцию дозирующего элемента выполнить достаточно просто. Для такого же изменения расхода перепад надо менять в 100 раз. Выполнить клапан перепада, который бы хорошо работал при изменении его настройки в 100 раз, практически невозможно. Кроме того, характеристика изменения Q по Δp является нелинейной, что затрудняет выполнение требуемых законов изменения Q . Поэтому воздействие на настройку клапана перепада осуществляется лишь тогда, когда требуется изменить расход на небольшую величину.

Величина расчетного перепада давлений зависит от ряда факторов. Чем больше Δp , тем больше потери давления на дозирующем элементе, больше потребное давление топлива за насосом, больше нагрузки на насос, меньше его ресурс и габариты. Уменьшение Δp сопровождается увеличением сечений и ростом габаритов регуляторов расхода. Наиболее распространенны значения перепада в 3—10 кг/см².

Существуют схемы, где одновременно меняется и расход и перепад (напр. схема на рис. 30). В этом случае регулятор расхода используется одновременно и как множительный механизм. Расход топлива в схеме регулятора на рис. 30 а определяется эффективной площадью проходного сечения магистрали и величиной давления, поддерживаемого регулятором, которая определяется равенством моментов сил на рычаге 3. Работа регулятора, изображенного на рис. 30 б, характеризуется следующими соотношениями (обозначения см. на рис. стр. 86).

Расход топлива через дозирующий кран

$$Q_T = \mu \cdot f_{\text{дк}} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p}.$$

Расход топлива во вторичном потоке

$$q_{\text{кл}} = q_{12} + q_{13} = (\mu f_{12} + \mu f_{13}) \frac{2g}{\gamma} \sqrt{\Delta p}$$

Расход через дроссель 11

$$q_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \Phi(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}).$$

Функция $\Phi(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}})$ определяется профилем иглы, жесткостью мембраны элемента 11, а площадь проходного сечения f_{11} зависит только от перепада давлений на ней, т. е. от $p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}$. Она может быть выполнена, например, линейной, т. е.

$$\Phi(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) = B_1 + B_2 \cdot (p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}),$$

где B_1 и B_2 — константы.

Уравнение равновесия рычага 10

$$F_{\text{м}} \cdot (p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) \cdot a_1 - P_{\text{д}} \cdot a_2.$$

Совместное решение написанных уравнений определяет Q_T

$$Q_T = \frac{\mu f_{\text{дк}}}{\mu f_{12} + \mu f_{13}} \cdot (B_3 + B_4 P_{\text{д}}), \quad (51)$$

где B_3 и B_4 — постоянные коэффициенты

$$B_3 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} B_1; \quad B_4 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot B_2 \cdot \frac{a_2}{a_1 F_{\text{м}}}.$$

Из (51) следует, что расход топлива зависит от площадей проходных сечений $\mu f_{\text{дк}}$, μf_{12} , μf_{13} и силы $P_{\text{д}}$. Меняя любую из этих величин, можно изменять и расход топлива. Это соотношение используется для получения требуемых зависимостей изменения расхода топлива от ряда параметров.

Регуляторы числа оборотов

Регулятор числа оборотов обеспечивает поддержание заданного режима двигателя. Высокая точность поддержания числа оборотов, плохие динамические свойства ГТД и большой диапазон изменения динамических характеристик двигателя вызывают необходимость применения для регулирования ГТД изодромных регуляторов, хотя имеются системы, где используются как статические, так и астатические регуляторы.

Рассмотрим работу трех изодромных регуляторов, несколько отличных друг от друга по схеме и конструкции. Термин изодромный используется здесь в том смысле, что все эти регуляторы описываются уравнением, имеющим в правой части производную, хотя строго говоря, получение эффекта по произ-

заданного значения, то сила, развиваемая датчиком 1, меньше силы затяжки пружины 15, которая сместит золотник 20 вверх. При этом керосин под давлением питания через окно 21 в гильзе 17 будет поступать в полость 5, а полость 12 через окно 18 будет соединена со сливом. Это заставит перемещаться поршни 7 и 11 вниз. Движение поршня 11 вниз вызывает увеличение рабочего хода плунжеров насоса 13 и увеличение количества топлива, подаваемого насосом.

Увеличение расхода топлива приводит к увеличению числа оборотов. Когда число оборотов будет равно заданному, пояски золотника 20 перекроют отверстия 21 и 18 в гильзе 17, а движение поршней 7 и 11 прекратится. Если же число оборотов будет выше заданного, то золотник 20 переместится вверх, откроет доступ топлива в полость 12 и слив из полости 5, что вызовет движение поршня 11 вверх, уменьшение подачи топлива и числа оборотов.

Рассматриваемый регулятор имеет три принципиально различных участка работы. Переход с одного участка на другой определяется положением золотника обратной связи 3. Проточка золотника 3 соединена каналом через дроссельное сопротивление 9 с полостью 8 между поршнями 7 и 11, а кромки золотника 3 могут соединять эту проточку с рабочим давлением, поступающим по каналу 19, когда золотник смещен вниз, или со сливом, если золотник смещен вверх. Золотник 3 выполнен с положительным перекрытием, так что в некотором диапазоне перемещения золотника, его проточка оказывается закрытой. Это первый участок работы. Здесь полость 8 замкнута, а, вследствие несжимаемости жидкости, поршни 7 и 11 как бы жестко связаны между собой и представляют одно целое. При этом регулятор работает как статический.

Действительно, увеличение числа оборотов вызывает смещение золотника 20 вниз и совместно перемещение поршней 7 и 11 вверх. Поршень 7 через золотник 3 и рычаг 2 смещает гильзу обратной связи 17 вниз, происходит перекрытие отверстий 18 и 21 и замедление движения поршней. Новому расходу топлива будет соответствовать новое положение поршня 11, а следовательно, поршня 7 и гильзы 17. Прекращение движения поршней (равновесный режим) может наступить только тогда, когда пояски золотника 20 перекроют окна 18 и 21, т.е. когда золотник займет новое положение, соответствующее большему числу оборотов; появляется остаточная неравномерность.

Величина перекрытия кромок золотника 3 в пересчете на отклонение числа оборотов от равновесного режима составляет примерно $\pm 0,5\%$. При дальнейшем смещении поршня 7 вверх полость 8 соединяется со сливом, и жидкость из нее вытекает через сопротивление 9. Если поршни двигаются вниз, то вскрывается отверстие подвода жидкости, которая через сопротивление 9 начинает поступать в полость 8. Это второй уча-

сток работы. Здесь наблюдается совместное движение поршней 7 и 11 и относительное движение их между собой. Относительная скорость движения поршней 7 и 11 определяется проходным сечением сопротивления 9 и выбирается достаточно малой. На этом участке регулятор работает как изодромный: при больших возмущениях происходит быстрое совместное движение поршней, регулятор работает как статический, а затем медленное перемещение поршня 7 с гильзой 17 и снятие остаточной неравномерности.

Ход поршня 7 сделан существенно меньше хода поршня 11. Это необходимо для удовлетворительной работы системы регулирования при приемистости. Поэтому при больших возмущениях (порядка 1—3% по числу оборотов) поршень 7 садится на упор, а движение поршня 11 определяется количеством рабочей жидкости, протекающей через сопротивление 9. Так как величина сопротивления 9 и перепад давления на нем практически постоянны, то поршень 11 двигается с постоянной скоростью. Это третий участок работы регулятора. Здесь мы имеем регулятор с постоянной скоростью.

Таким образом, в зависимости от величины возмущения автоматически меняется структура регулятора. Из статического при малых отклонениях он превращается в изодромный, а затем в регулятор с постоянной скоростью при больших возмущениях. Наличие первых двух участков определяется возможностью конструктивного выполнения изодрома. Для получения удовлетворительных динамических характеристик регулятора величина площади проходного сечения сопротивления 9 должна составлять сотые доли мм^2 .

Сопротивление выполняется в виде дроссельного пакета — набора целого ряда последовательно установленных сопротивлений. Окна во втулке золотника 3 не могут быть выполнены такими маленькими и практически не создают дополнительно сопротивления потоку жидкости в полость 8. Очень небольшое изменение хода золотника 3 в районе открытия окна приводит к резкому изменению расхода через жиклер 9. Поэтому при нулевом перекрытии кромок на золотнике 3 резко изменяется расход жидкости через сопротивление 9, что приводит к неустойчивой работе системы. Для улучшения устойчивости вводится зона нечувствительности в виде положительного перекрытия.

Теоретическая характеристика изменения расхода жидкости в этом случае имеет вид, изображенный на рис. 32 а. Наличие зоны нечувствительности должно приводить к снижению точности работы регулятора, так как в пределах перекрытия регулятор работает как статический, т. е. имеет остаточную неравномерность. Практически этого не происходит. По зазорам между золотником 3 и его втулкой всегда имеются утечки жидкости, которые зависят от величины перекрытия отверстий

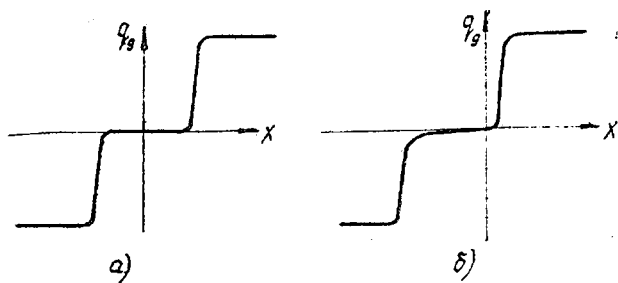


Рис. 32. Характеристики золотника обратной связи

и меняются при перемещении золотника в пределах зоны перекрытия.

В реальных регуляторах полость 8 соединена каналами с другими узлами системы регулирования, и хотя при работе регулятора числа оборотов эти узлы отключены, через них также возможны утечки по зазорам. Для восполнения этих утечек регулятор автоматически выбирает положение золотника 3 около кромки подвода к нему рабочей жидкости; характеристика расхода жидкости в полость 8 имеет вид, показанный на рис. 32 б. Величина утечек по зазорам не является стабильной, но ее изменение в определенных пределах не сказывается на работоспособности регулятора, а характеристика типа изображенной на рис. 32 б позволяет исключить зону нечувствительности и обеспечить устойчивую работу в сочетании с высокой точностью. Поэтому на первом участке регулятор работает не как статический, а как изодромный, но с очень маленькой скоростью издрома.

Для нормальной работы регулятора очень существенным является обеспечение полного заполнения рабочей жидкостью всех его полостей. С этой целью предусмотрены вентиляционные жиклеры 4 и 14, располагаемые всегда в верхних точках регулятора, а золотник 20 выполнен проточным, т. е. пояски имеют отрицательное перекрытие, которое также способствует увеличению чувствительности регулятора.

Рассматриваемый регулятор является всережимным. Задание режима осуществляется изменением силы затяжки пружины 15 от сектора газа.

Пружина 16 служит для обеспечения контакта и выбора люфтов между гильзой обратной связи 17 и золотником обратной связи 3. Пружина 10 предназначена для постановки поршня 11 на упор максимальной подачи при неработающем регуляторе, а пружина 6 — для постановки поршня 7 на нижний упор при приемистости. На поршень 11 со стороны плунжерного насоса действует сила, величина которой меняется по ходу поршня и при изменении давления топлива за насосом. По-

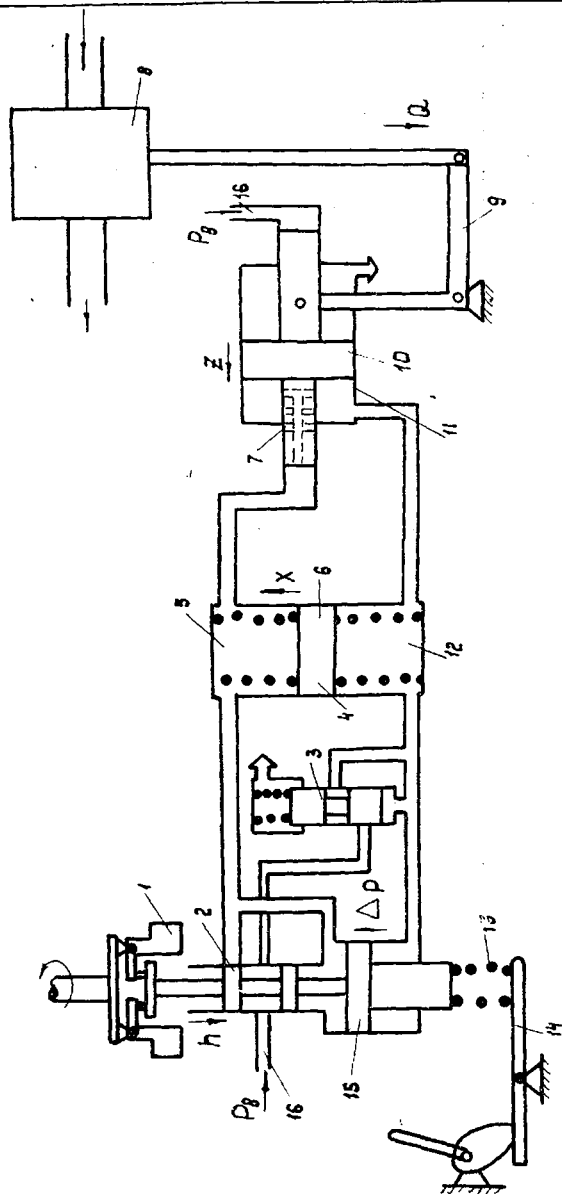


Рис. 33. Изодромный регулятор числа оборотов с гидравлической обратной связью

этому на разных режимах работы для обеспечения равновесия поршня 11 требуется иметь на нем разный перепад давлений рабочей жидкости, что возможно только за счет смещения золотника 20 от равновесного положения. Это дает дополнительную статичную ошибку регулирования. Величина силы может достигать 60—80 кг., а ошибка регулирования 0,5—1%.

На рис. 33 приведена схема второго изодромного регулятора числа оборотов. Он состоит из центробежного датчика 1, вращающегося золотника 2, силового цилиндра 11 с поршнем 10, механизма изодрома 4, задатчика режима 14 с пружиной 13 и клапана подпитки 3. На золотнике 2 выполнен специальный поршень 15. Образованные им полости в гильзе золотника соединены каналами с механизмом изодрома. Поршень 10 через рычажную передачу 9 связан с дозирующим краном регулятора расхода 8. Перемещение дозирующего крана вниз приводит к увеличению его проходного сечения и расхода топлива. В качестве рабочей жидкости для питания механизмов регулятора используется топливо, которое подводится к регулятору по каналу 16 под постоянным давлением, вырабатываемым специальным клапаном. Силовой цилиндр 11 выполнен с односторонним управлением. Усилие на поршень с другой стороны создается за счет подвода к его штоку постоянного давления: золотник 2 выполнен двухкромочным.

Если число оборотов двигателя меньше заданного, то золотник 2 под действием пружины 13 задатчика сместится вверх. При этом канал 16 через проточку в гильзе золотника соединится с полостью 5 механизма обратной связи, а через отверстие 7 в штоке поршня 10 — с регулируемой полостью силового цилиндра; поршень 10 сместится вправо и передвинет дозирующий кран регулятора расхода вниз, увеличив расход топлива. Число оборотов будет расти, увеличится сила, развиваемая грузиком; золотник 2 начнет перемещаться вниз, уменьшая подвод топлива к силовому цилиндру. Когда число оборотов будет равно заданному, кромки золотника полностью перекроют отверстие в гильзе, подвод рабочей жидкости к силовому цилиндру прекратится, поршень 10 остановится. Если число оборотов будет больше заданного, то золотник соединит полость 5 со сливом, что вызовет движение поршня 10 влево.

Отверстия 7 выполнены достаточно малыми, а следовательно, расход жидкости через них и скорость движения поршня 10 будут также малы. Увеличение скорости движения поршня 10 при резких возмущениях достигается за счет действия механизма изодрома.

При резком уменьшении числа оборотов (или резком увеличении натяжки пружины 13), золотник 2, переместясь вверх, соединит канал 16 с полостью 5. Вследствие этого поршень 6 резко переместится вниз, а вытесняемая им из полости 12 жидкость заставит резко переместиться вправо поршень 10.

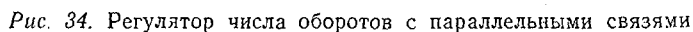
Поршень 6 нагружен пружинами, и для его смещения необходимо создать на нем определенный перепад давлений, который, действуя на поршень 15, притормозит движение золотника 2. Получается жесткая обратная связь. Под этим же перепадом давлений происходит течение жидкости через отверстия 7. Скорость движения поршня 10 определяется скоростью и положением поршня 6.

Таким образом, здесь также имеются две составляющие скорости движения поршня 10: статическая — быстрое перемещение вместе с поршнем 6, с одновременным воздействием через обратную связь на золотник 2, и астатическая — медленное перемещение поршня 10 за счет поступления жидкости через отверстие 7 с одновременным снятием статической ошибки. При резком отклонении числа оборотов от заданного значения вначале происходит резкое изменение подачи топлива за счет одновременного движения поршней и затем медленное приближение к равновесному значению. Так же, как и в предыдущем случае, ход поршня 6 существенно меньше, чем поршня 10. Поэтому при очень больших возмущениях поршень 6 садится на упор, а движение поршня 10 происходит с постоянной скоростью.

Клапан подпитки 3 служит для подачи топлива в полость 12 при очень сильном падении давления в ней, с тем, чтобы предотвратить разрыв жидкости, который может привести к интенсивному парообразованию. При нормальной работе регулятора клапан отключен.

На рис. 34 показана схема еще одного всережимного регулятора числа оборотов. Он состоит из чувствительного элемента 1, маятникового управляющего элемента 2, статического 5 и астатического 8 поршней, дроссельных пакетов 6, 7, входного жиклера 4, жиклеров 9 и 12 топливного редуктора, механизма настройки режима 15 и регулятора расхода 11 с дозирующей иглой 10.

В отличие от предыдущей схемы здесь нет обратной связи на чувствительный элемент, а вместо золотникового управляющего элемента применен маятниковый. При резком возмущении, например, когда число оборотов становится больше заданного, маятник 2 повернется против часовой стрелки и увеличит слив топлива через кромку, равновесие расходов топлива, втекающего через жиклер 4 и вытекающего через отверстие в маятнике 2, нарушится и, в силу неразрывности потока, поршень 5 вместе с поршнем 8 начнут перемещаться вверх, изменяя подачу топлива, выдаваемую регулятором расхода 11. Так как сечения жиклеров большие, то движение поршней будет происходить быстро. Так же, как и в предыдущем случае, перемещение поршня 5 связано с изменением натяжки пружин, а следовательно, с появлением на нем и дроссельном сопротивлении 6 перепада давления.



4*

Несмотря на существенное схемное различие, рассмотренные регуляторы в линейном приближении описываются одинаковым по виду уравнением

$$(T_{\text{см}} \cdot s + 1) \cdot sz = K_{\text{см}} \cdot (T_{\text{из}} \cdot s + 1) \cdot h.$$

Выражения, определяющие значения постоянных времени и коэффициента усиления, для различных схем различны. Поэтому сравнительная оценка регуляторов может быть дана на основании их конструктивных параметров.

Для обеспечения удовлетворительных динамических характеристик системы постоянная времени сервомотора $T_{\text{см}}$, определяющая скорость движения сервопоршня при резких возмущениях, должна быть достаточно малой ($\sim 0,1$ сек.), а скорость сервопоршня большой. Величина $T_{\text{из}}$, наоборот, должна быть достаточно большой (1—3 сек.), что соответствует малым скоростям относительного движения поршней ($\sim 0,1$ см/сек). При диаметре поршня 40 мм это определяет расход жидкости через дроссельное сопротивление равный $\sim 1,25$ см³/сек. Такой расход обеспечивается на жиклере диаметром 1 мм перепадом давлений $\sim 0,005$ кг/см² или при перепаде 10 кг/см² сопротивлением, с эквивалентной площадью 0,03 мм².

В процессе работы регулятора расход должен меняться, начиная от нуля. Выполнение этого условия накладывает определенные трудности на конструкцию, так как сделать стабильным гидравлическое сопротивление с такой малой изменяемой площадью практически невозможно. Изменение расхода осуществляется путем изменения перепада давлений, причем, чем больше площадь сопротивления, тем большей чувствительностью должен обладать элемент регулятора, воспринимающий этот перепад.

В регуляторах, изображенных на рис. 31 и 34, величина площади дросселирующего сопротивления мала. Это достигается постановкой дроссельных пакетов. В регуляторе на рис. 33 площадь больше и поэтому сопротивление выполнено в виде отверстий 7 в штоке поршня 10. Габариты дроссельных пакетов существенно больше, но замена их на отверстия приводит к значительному усложнению и увеличению габаритов датчика. Требование высокой чувствительности исключает установку на золотнике каких-либо упругих уплотняющих элементов (например, типа резиновых колец). Это, в свою очередь, приводит к утечкам по зазорам, которые могут нарушать стабильность работы регулятора. С целью повышения чувствительности золотники регуляторов делают вращающимися.

Вместе с тем необходимо принимать специальные меры для предотвращения боковых прижимов золотника от давления топлива и обеспечения хорошей смазки вращающихся частей. В противном случае, вследствие выделения большого количества тепла при вращении, происходит пригорание золотника и

гильзе, его поломка и выход регулятора из строя. Существенным является и равномерность вращения привода чувствительных элементов. При плохом изготовлении шестерен редуктора привода (особенно конических) и нагружении привода только датчиком регулятора, наблюдаются колебания, достигающие значительных величин. Так как датчик обладает высокой чувствительностью, реализуются продольные перемещения золотника, приводящие к существенному изменению характеристик регулятора и нарушению его нормальной работы. Для устранения этого явления приходится вводить специальные технологические или конструктивные мероприятия.

В свете изложенного становится ясно, что выполнить датчик числа оборотов, работающий по схеме на рис. 33, значительно сложнее, чем по схеме на рис. 34, так как вследствие малости перепадов на поршне 5 (рис. 33) чувствительность золотника должна быть значительно выше, а наличие двух прецизионных диаметров (золотника и поршня) еще больше усложняет задачу.

В схемах регуляторов на рис. 31 и 34, где перепады на сопротивлениях установлены достаточно большими, требования к изготовлению регулятора несколько снижены, но при этом в звеньях регулятора появляются существенно нелинейные характеристики, которые могут вызывать трудности при обеспечении устойчивости. Для регулятора на рис. 31 такие характеристики приведены на рис. 32.

Аналогичная картина наблюдается и в регуляторе, схема которого дана на рис. 34. Рассмотрим характер изменения расхода жидкости через сопротивление 6.

Давление жидкости в полости 13 силового цилиндра определяется соотношением жиклеров 9 и 12 и является постоянным. Из условия равновесия сил на поршне 8 следует, что в верхней полости 14 давление также постоянно (силами трения между поршнем 8 и цилиндром пока пренебрегаем). Тогда перепад давлений на сопротивлении 6 будет определяться лишь давлением в полости 3. Так как характеристику маятника в рабочем диапазоне можно принять линейной, то изменение давления в полости 3, а следовательно, и изменение перепада давлений на сопротивлении 6 можно считать линейным по ходу маятника.

В равновесном положении поршень 8 неподвижен, а следовательно, расхода жидкости через сопротивление 6 нет, что возможно только при перепаде на нем, равном нулю. Отклонение маятника приводит к линейному изменению перепада. Однако в силу (7) расход будет меняться нелинейно (см. рис. 35а). Одна из особенностей этой характеристики состоит в том, что тангенс угла наклона касательной к ней в начале координат теоретически равен бесконечности. Практически при очень малых перепадах давления поток является ламинарным, и зави-

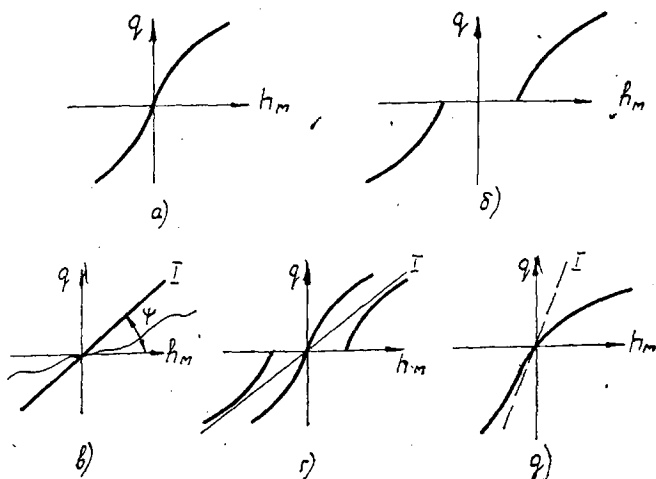


Рис. 35. Влияние трения и утечек на характеристики регулятора оборотов

симось расхода от перепада имеет линейный характер. Таким образом, тангенс угла наклона касательной к характеристике расхода в нулевой точке будет конечным, однако численное значение его будет очень велико. Второй особенностью этой характеристики является то, что она расположена на плоскости во всем первом и третьем квадрантах.

Учет силы сухого трения между поршнем 8 и цилиндром приводит к видоизменению характеристики. Действительно, вначале небольшое отклонение маятника от равновесного режима приводит к увеличению давления в полостях 13 и 14. Перепад давления на поршне 8 увеличится, однако из-за наличия трения поршень останется на месте, а перепад давлений на сопротивлении и расход через него будут равны нулю. И только когда давление изменится настолько, чтобы преодолеть силу трения, начнется движение поршня 8 и изменение перепада давлений на сопротивлении 6. При этом характеристика, показанная на рис. 35 а, как бы раздвигается в начале координат и раздвигается вдоль оси абсцисс (рис. 35 б).

Наличие существенно нелинейных характеристик значительно затрудняет исследование системы и может привести к появлению автоколебаний.

Сопротивление 6 может быть выполнено ламинарным, однако такие сопротивления не обеспечивают стабильности течения рабочей жидкости по времени, при изменении температуры топлива и обладают большими габаритами.

Оценку влияния указанных нелинейностей на устойчивость можно произвести с помощью критерия абсолютной устойчивости В. М. Попова. Согласно этому критерию при выполнении

определенных условий, относящихся к линейной части системы, нелинейная система будет абсолютно устойчивой, если нелинейная характеристика располагается целиком на плоскости, ограниченной осью абсцисс и прямой 1, проходящей через начало координат. Угол наклона ψ этой прямой определяется условиями устойчивости линейной части системы, полученной путем замены нелинейной характеристики на линейную [1] (рис. 35 в).

Нелинейность, показанная на рис. 35 а, предъявляет более высокие требования к линейной части системы, так как здесь необходимо обеспечить устойчивость при любом коэффициенте усиления. Это требование практически не зависит от величины сопротивления 6, поскольку при любом сопротивлении тангенс угла наклона касательной в начале координат равен бесконечности. Учет сухого трения резко меняет картину. Здесь угол наклона зависит от величины силы трения и величины сопротивления. Если из полости 14 (рис. 34) имеются утечки, то точка равновесного режима на характеристике смещается, а условия устойчивости улучшаются (см. рис. 35 д).

Таким образом, в регуляторе, выполненном по схеме на рис. 34 сухое трение поршня 8 и утечка из полости 14 стабилизируют систему, причем чем больше величина трения, тем лучше устойчивость. Однако сухое трение приводит к появлению зоны нечувствительности, т. е. к снижению точности работы. Влияние величины трения на устойчивость было рассмотрено только для относительной составляющей скорости движения поршней. Но оно будет сказываться и при совместном движении поршней 5 и 8. Действительно, чтобы поршень 5 начал двигаться, ему необходимо преодолеть, кроме собственного, также трение поршня 8. В данном случае наличие сухого трения может привести к появлению автоколебаний.

Улучшение устойчивости регулятора, выполненного по схеме на рис. 31, обеспечивается созданием положительного перекрытия кромок золотника 3, причем чем больше перекрытие, тем больше запас устойчивости (см. рис. 32 а). Наличие утечек из полости 11 смещает характеристику и существенно ухудшает условия устойчивости (рис. 32 б).

Схема, изображенная на рис. 34, является самой простой. Здесь применен однокромочный маятниковый элемент и отсутствует обратная связь. Эффект производной образуется здесь за счет двух параллельных составляющих: астатической и статической. Статическая составляющая образуется подпружинным поршнем 5. При заглушенном сопротивлении 6 каждому отклонению маятника 2 будет соответствовать вполне определенное положение поршней 5 и 8, а следовательно, и определенное значение расхода топлива, т. е. регулятор становится статическим. Если поршень 5 жестко закрепить, то движение поршня 8 будет определяться только сопротивлением 6, а ре-

гулятор превратится в астатический. Сложение этих составляющих происходит на поршне 8 и обеспечивает изодромный эффект.

Использование в регуляторах, выполненных по схеме на рис. 33 и 34, двухкромочного золотника и однокромочного маятника приводит к снижению располагаемых запасов сил на исполнительном органе по сравнению со схемой на рис. 31. Однако в первых случаях исполнительным органом является регулятор расхода, а в последнем — наклонная шайба плунжерного насоса, поворот которой требует существенно больших усилий.

Наличие регуляторов расхода приводит к улучшению устойчивости системы, так как разрывается вредная положительная связь по числу оборотов от двигателя на насос. Поэтому в регуляторе, выполненном по схеме на рис. 31, труднее обеспечить требуемые запасы устойчивости. Наличие регулятора расхода позволяет получить однозначную связь между расходом топлива и положением регулирующего органа. Здесь проще выполнить коррекцию постоянных времени и коэффициентов регулятора по условиям полета. В схемах на рис. 34 такая коррекция создается изменением площади сопротивления 6 по ходу сервопоршня и профилированием дозирующего органа. В штоке поршня 10 (рис. 33) сделан ряд отверстий 7. С увеличением расхода топлива, определяемого перемещением поршня 10 вправо, происходит соединение дополнительных отверстий с полостью цилиндра 11 и увеличение их суммарной площади, а следовательно, и увеличение относительной скорости движения поршней. Аналогичная картина наблюдается и в схеме, показанной на рис. 34, где подключается дополнительное дроссельное сопротивление 7.

Выбор параметров регуляторов числа оборотов представляет сложную задачу. Как было показано, пренебрежение второстепенными, на первый взгляд, факторами (например, утечками) может привести к существенно неверным результатам. Развитие машинной техники позволяет производить сложные динамические расчеты с учетом большого числа различных факторов, включая нелинейные характеристики. При этом следует иметь в виду, что при проектировании любой новой системы всегда имеется прототип, характеристики которого известны и обычно проверены в эксплуатации. Поэтому при расчете можно исследовать лишь влияние отличительных особенностей новой системы от известной. Даже при наличии машинной техники учесть влияние абсолютно всех второстепенных факторов невозможно как из-за сложности их математического описания, так и вследствие незнания этих факторов.

Поэтому первоначальный выбор параметров системы целесообразно проводить аналитически, используя теорию подобия. Так, если, например, для вновь спроектированного двига-

теля схема регулятора остается старой, то вероятность того, что влияние второстепенных факторов приведет к качественно другим результатам, мала. Тогда регулятор можно описать простейшими уравнениями, учитывающими лишь основные параметры, а отклонения, вызванные второстепенными факторами, могут быть выявлены и учтены в процессе доводки.

Пусть имеется работоспособная система регулирования, удовлетворяющая требуемым динамическим характеристикам, и известны параметры этой системы. Тогда при проектировании новой САР параметры известной САР могут быть взяты за основу. Если постоянная времени нового двигателя больше, то, следовательно, и реакция этого двигателя на возмущение будет замедленной, и быстродействие регулятора необходимо уменьшать. При этом переходные процессы в системе при одинаковых запасах устойчивости будут растягиваться во времени. Но это возможно в том случае, если все постоянные времени нового регулятора будут изменены пропорционально отношению T_d нового двигателя к T_d старого, а коэффициент усиления САР сохранен неизменным.

Динамические характеристики ТРД как объекта регулирования значительно изменяются в зависимости от условий полета. Поэтому для получения удовлетворительных динамических качеств САР необходимо автоматически корректировать параметры регулятора.

Применение самонастраивающихся систем с автоматическим поиском настройки динамических параметров регулятора числа оборотов ГТД в настоящее время не может быть рекомендовано из-за отсутствия поисковых устройств требуемой точности и быстродействия. Для ГТД целесообразно применение коррекции на основе критериев подобия (1) и (6) с использованием двигательных параметров.

Составляя комплексы из внешних условий и параметров двигателя, можно найти такие их зависимости, которые полностью определяют все характеристики двигателя при любых условиях полета. За такие параметры могут быть приняты: число оборотов n , расход топлива G_T , давление и температура в различных точках по тракту двигателя: p^*_1, p^*_2, p^*_4 и $T^*_1, T^*_2, T^*_3, T^*_4$. Три параметра двигателя могут полностью определять все его характеристики. Из комбинации написанных величин, а также коэффициентов уравнений динамики T_d и κ_d могут быть составлены комплексы, остающиеся неизменными при всех условиях полета:

$$\frac{n}{\sqrt{T}}; \frac{p_2}{p_1}; \frac{p_2}{p_4}; \frac{G_T}{p\sqrt{T}}; \frac{G_T}{np}; \frac{G_T \cdot T_d}{n^2}; \frac{T_d \cdot p}{\sqrt{T}}; \frac{T_d \cdot p}{n}; \frac{T_d \cdot p^2}{G_T}; \kappa_d \cdot p; \\ \frac{\kappa_d \cdot G_T}{n}; \frac{\kappa_d \cdot G_T}{\sqrt{T}}; \frac{T_d}{\kappa_d \cdot n}; \frac{T_d \cdot p}{\kappa_d \cdot G_T} \text{ и др.} \quad (52)$$

Здесь давление p и температура T могут иметь любой индекс.

Составляя функциональные зависимости между комплексами (52), можно написать достаточно много законов, по которым может быть осуществлена коррекция динамических параметров регулятора во всем диапазоне режимов работы ТРД и построены конкретные схемы систем регулирования. Однако не все законы могут оказаться удобными для реального выполнения.

Приведенные зависимости верны лишь на тех режимах, где процессы в ГТД подчиняются теории подобия. На динамические параметры САР ГТД существенное влияние может оказывать величина запаздывания в камере сгорания $T_{кс}$. Динамическое подобие САР ГТД будет выполняться, если $T_{кс}$ меняется пропорционально T_d . В реальных конструкциях это условие может не соблюдаться, и при расчете САР необходимо проводить оценку влияния $T_{кс}$.

Удовлетворительные переходные процессы и требуемые запасы устойчивости в САР ГТД могут быть обеспечены при довольно значительном изменении коэффициентов уравнений динамики САР. Поэтому при проектировании САР нет необходимости очень жестко фиксировать параметры регулятора, а с целью упрощения САР и увеличения ее надежности следует применять упрощенные законы коррекции. Наиболее сложно менять постоянные времени регулятора. В реальной САР совсем необязательно менять все, в том числе и малые, постоянные времени. Если малые постоянные времени выбирать такими, чтобы они при всех условиях не оказывали существенного влияния на динамику, то не возникает необходимости и в их изменении.

Наиболее существенными являются постоянная времени издрорма $T_{из}$ и коэффициент усиления. Величину $T_{из}$ можно менять ступенчато, как это и сделано, в схемах, изображенных на рис. 33 и 34, путем подключения дополнительных сопротивлений 7. Коэффициент усиления можно менять, например, путем соответствующего профилирования дозирующей иглы. Иногда достаточно изменить какой-либо один конструктивный параметр.

Регуляторы неустановившихся режимов работы

Авиационные газотурбинные двигатели должны обеспечивать минимально возможное время перехода с одного режима на другой во всех условиях эксплуатации и при любом темпе перемещения сектора газа. Величина этого времени определяет тактико-технические данные самолета. Так как ГТД обладает инерционностью, то этот переход не может быть осуществлен мгновенно, тем более, что допустимые избытки мощности ограничены конструкцией двигателя. Наиболее важным является время полной приемистости, определяемое временем перехода с режима малого газа на максимальный режим. Для современных двигателей это время составляет несколько секунд (5—9 сек) при

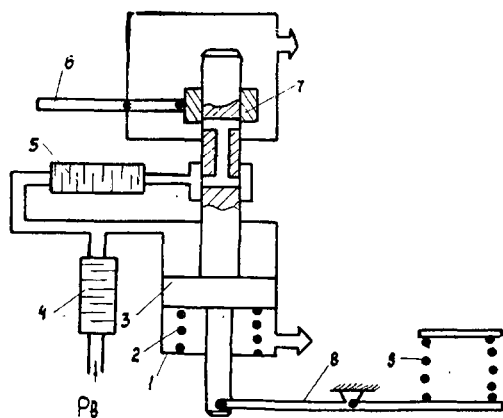
работе в земных условиях и увеличивается с подъемом на высоту. Время перехода с одного режима на другой зависит от способа дросселирования тяги. Наибольшее распространение получил способ изменения тяги за счет изменения числа оборотов. Одновременно может меняться и сечение сопла. Обеспечение оптимального времени приемистости является одной из наиболее сложных задач, возникающих при регулировании ГТД. Здесь рассматриваются два круга вопросов, тесно связанных между собой: выбор оптимальных программ регулирования и реализация этих программ в схеме и конструкции регулятора.

Допустимые избытки топлива, дозируемого в процессе приемистости, определяются в основном условиями устойчивой работы компрессора и допустимой температурой газов. Для получения минимального времени приемистости желательно иметь регуляторы, которые автоматически поддерживали бы эти параметры на максимальном уровне. Однако, вследствие сложности замера указанных параметров, пока не создано таких регуляторов прямого действия, а все регуляторы разгона построены на принципах косвенного ограничения расхода топлива.

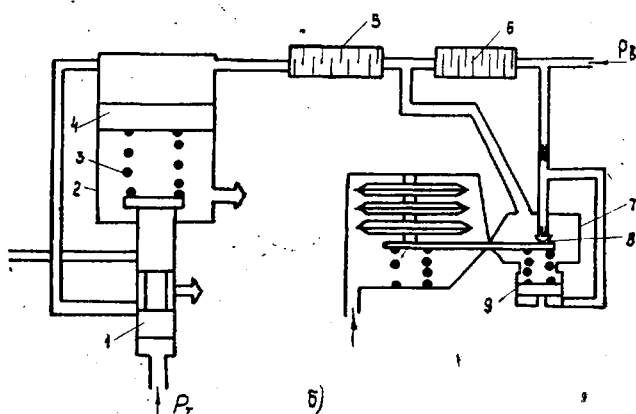
Рассмотрим работу нескольких регуляторов неустановившихся режимов.

На рис. 36 а показана схема гидрозамедлителя. Он состоит из силового цилиндра 1 с поршнем 3 и пружины 2, дроссельных сопротивлений 4 и 5, ползушки 7 и рычага 8. Ползушка 7 связана с сектором газа 6, а рычаг 8 — с пружиной 9 настройки регулятора числа оборотов. Верхняя полость цилиндра соединена через сопротивление 4 с постоянным давлением, а через ползушку 7 — со сливом. При перемещении сектора газа 6, например, на увеличение режима ползушка 7 перекрывает отверстие в штоке и прекращает слив жидкости из цилиндра. Поршень 3 будет перемещаться вниз с определенной скоростью, заданной величиной сопротивления 4, до тех пор, пока не вскроются отверстия на штоке. При этом с той же скоростью изменяется натяжка пружины 9 и режим работы двигателя. При уменьшении режима отверстия в штоке открываются полностью, а скорость поршня 3 определяется разностью расходов: поступающего через сопротивление 4 и вытекающего через сопротивление 5. Таким образом, вне зависимости от скорости перемещения сектора газа здесь всегда обеспечивается определенная скорость изменения режима двигателя.

На рис. 36 б изображена схема ограничителя нарастания давления топлива (ОНД). Он состоит из силового цилиндра 2 с поршнем 4 и пружины 3, золотника 1, дроссельных сопротивлений 5 и 6 и переключателя 7. Золотник выполнен двухкромочным, с положительным перекрытием. Верхняя кромка открывает канал, связывающий золотник с регулятором расхода топлива, а нижняя — канал, соединенный с верхней полостью цилиндра. Подвод давления в эту полость производится через



а)



б)

Рис. 36. Регуляторы приемистости

сопротивления 5 и 6 от источника постоянного давления. Под толчок золотника 1 подведено давление топлива p_T , характеризующее расход топлива (например, от форсунок). Второй конец золотника нагружен пружиной 3, затяжка которой меняется при изменении положения поршня 4. На установившихся режимах работы расход топлива, а следовательно, и давление p_T , не меняются, и поршень 4 автоматически устанавливается в положение, соответствующее этому давлению. Увеличение p_T приводит к перемещению золотника 1 вверх и закрытию слива жидкости

из цилиндра, вследствие чего поршень 4 начнет перемещаться вниз, затягивая пружину 3. Движение поршня 4 прекратится, когда сила затяжки пружины 3 будет равна силе давления топлива на золотник 1, так как при перемещении поршня 4 нижняя кромка золотника откроет отверстия во втулке и увеличит слив из цилиндра. Уменьшение давления p_T вызывает такое открытие отверстий, при котором слив из верхней полости цилиндра превысит поступление туда жидкости, что вызовет перемещение поршня 4 вверх и расслабление пружины 3 до тех пор, пока не произойдет прикрытие нижних отверстий.

Таким образом, на установившемся режиме ОНД представляет из себя следующую систему, в которой положение поршня 4 следит за давлением p_T . Верхняя кромка золотника 1 при этом перекрывает канал, связывающий ОНД с регулятором расхода.

При приемистости регулятор режима выключается из работы, и происходит резкое увеличение расхода топлива (p_T). Золотник 1 перемещается вверх и полностью перекрывает нижнюю кромку. При этом скорость движения поршня 4 будет определяться величиной сопротивлений 5 и 6. Если же скорость подачи топлива будет больше, то золотник 1 переместится дальше вверх, вскрыет верхний канал и будет воздействовать на регулятор расхода так, чтобы уменьшить подачу топлива. Так как равновесие золотника 1 определяется равенством сил от давления топлива и пружины 3, изменение затяжки которой происходит со скоростью движения поршня 4, то скорость изменения p_T (расхода топлива в двигатель) будет пропорциональна скорости движения поршня 4. Величина этой скорости задается сопротивлениями 5 и 6. Таким образом, ОНД ограничивает величину скорости подачи топлива в двигатель независимо от скорости перемещения сектора газа.

С увеличением высоты полета потребные избытки топлива уменьшаются. Требуется замедлить и скорость нарастания давления (расхода) топлива. Для этой цели служит переключатель 7. На малых высотах клапан 8 открыт и сопротивление 6 заблокировано, а скорость движения поршня 4 определяется только сопротивлением 5. На определенной высоте анероид закрывает клапан 8, и заполнение цилиндра происходит через два последовательно установленных сопротивления 5 и 6, а скорость движения поршня 4 замедляется. Для обеспечения четкого переключения в устройство введен гистерезис с помощью поршня 9.

Изменение подачи топлива во времени в процессе приемистости может быть осуществлено с помощью схемы, изображенной на рис. 34. При даче приемистости происходит затяжка пружины 15, и маятник 2 закрывается. Поршень 5 перемещается быстро вниз до упора. Вместе с ним перемещается поршень 8 с дозирующей иглой 10, и быстро изменяется рас-

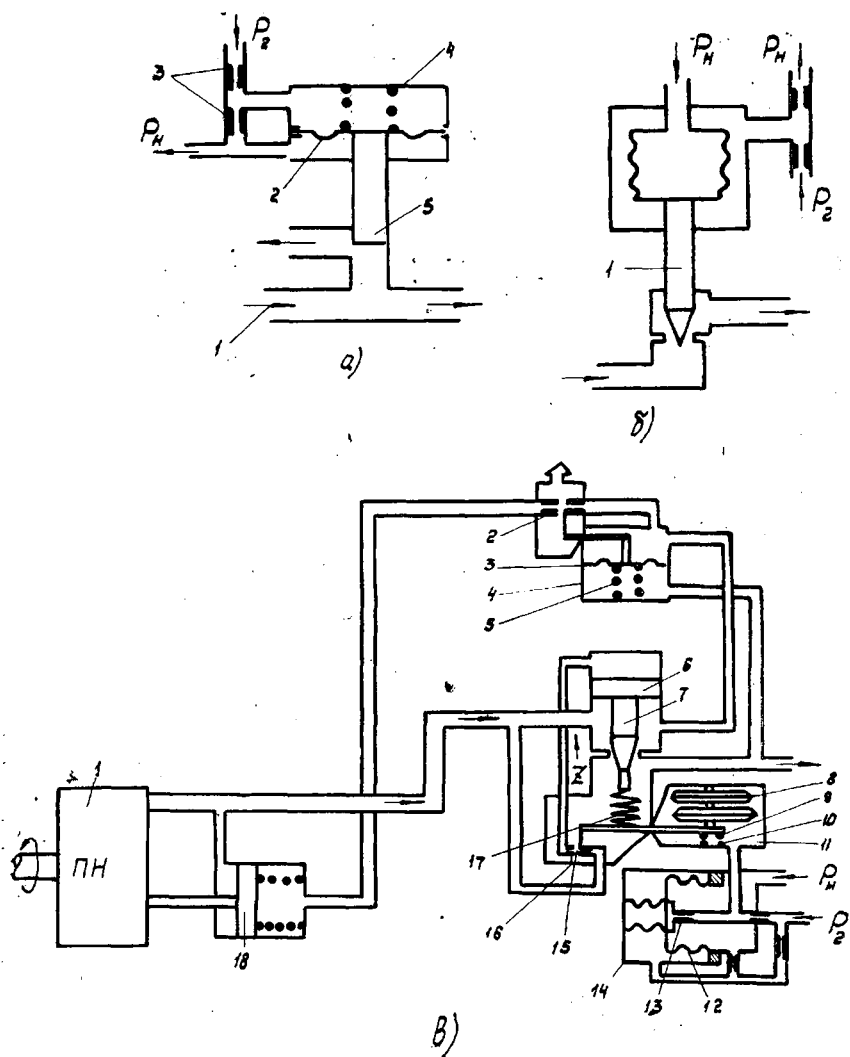


Рис. 37. Автоматы запуска и приемистости

ход топлива на величину, определяемую величиной хода поршня 5 до упора. Дальнейшая скорость движения поршня 8 с иглой 10, а следовательно, и закон изменения расхода топлива по времени, определяются сопротивлениями 6 и 7. Требуемые характеристики обеспечиваются соответствующим профилированием дозирующей иглы 10 и выбором величины сопротивлений 6 и 7.

На рис. 37 а показан автомат запуска (АЗ), дозирующий топливо в зависимости от давления воздуха за компрессором.

Золотник 5 АЗ связан с мембраной 2. В одну из полостей, образованную мембраной, подводится через редуктор 3 давление воздуха из-за компрессора p_2 , а в другую — давление окружающей среды. Регулятор расхода по каналу 1 подает к форсункам двигателя определенное количество топлива. Давление на форсунках p_f действует на золотник 5, а сила от него уравновешивается силой перепада давлений воздуха на мембране 2 и силой затяжки пружины 4. Когда сила от давления p_f велика, она заставляет подниматься золотник 5 вверх, и часть топлива сливается на вход в насос. Количество топлива, поступающего в двигатель, уменьшается и давление p_f падает. Увеличение режима сопровождается увеличением давления за компрессором и перепада давлений на мембране 2, золотник 5 прикрывается, уменьшается слив топлива, увеличивается поступление его в двигатель и значение p_f . Таким образом, каждому значению p_2^* соответствует определенное значение p_f и расхода топлива в двигатель. Характеристика выбирается так, чтобы обеспечить при запуске требуемые избытки топлива.

Ходовая схема автомата запуска изображена на рис. 37 б. Здесь при изменении p_2^* происходит перемещение дозирующей иглы 1, которая изменяет проходное сечение в регуляторе расхода, а следовательно, и расход топлива, поступающий в двигатель.

Схема автомата приемистости (АП), построенная по такому же принципу, показана на рис. 37 в. Топливо, подаваемое плунжерным насосом 1, поступает к дозирующей игле 7 и на форсунки двигателя. Проходное сечение иглы определяется баростатическим регулятором 8, представляющим из себя следящую систему положения иглы по давлению воздуха, подводимого в камеру 11 регулятора. Увеличение давления в камере 11 приводит к поджатию анероидов, повороту рычага 9 против часовой стрелки, прикрытию ножом 15 сопла 16 и перемещению поршня 6 вверх. При этом увеличивается сила затяжки пружины 17, и сопло 16 открывается. Когда нож 15 придет в равновесное положение, поршень 6 остановится. При этом новому давлению в полости 11 будут соответствовать новые усилия, развиваемые анероидом и пружиной 17, и новое положение иглы 7. Чем больше давление в камере 11, тем больше игла 7 сместится вверх и тем больше будет ее проходное сечение. Клапан перепада 4 поддерживает на этом сечении постоянный перепад давлений путем изменения хода плунжеров насоса 1. Увеличение сечения иглой 7 вызывает вначале падение перепада на нем. Мембрана 3 прогибается вверх, сечение сопла 2 увеличивается, поршень 18 насоса перемещается влево, и увеличивается подача топлива насосом до тех пор, пока не восстановится заданный затяжкой пружины 5 перепад давлений.

Таким образом, расход топлива в двигатель определяется

только величиной давления воздуха в полости 11, а требуемая характеристика зависимости расхода от этого давления поддерживается путем профилирования иглы 7. Подвод воздуха в полость 11 осуществляется от компрессора через корректор 14, представляющий из себя воздушный редуктор со ступенчатой перестройкой коэффициента редукции по степени повышения давления в компрессоре (π^*_k). При малых π^*_k жиклер 13 открыт, а в камеру 11 подводится редуцированное давление p^*_2 . При увеличении π^*_k датчик π^*_k 12 срабатывает и закрывает жиклер 13, а в полость 11 подводится полное давление p^*_2 . Этим достигается увеличение подачи топлива при больших π^*_k .

На рис. 38 показана схема автомата приемистости, дозирующего подачу топлива по трем параметрам: числу оборотов (n), давлению воздуха за компрессором (p^*_2) и температуре воздуха на входе в двигатель (T^*_1). Он состоит из трех датчиков, счетно-решающего механизма и исполнительного органа, связанного с регулятором расхода. Выходным сигналом датчика температуры 5 является продольное перемещение штока 6, а датчика числа оборотов 4 — поворот этого штока. На штоке 6 смонтирован объемный кулачок 7, приводящий в движение рычаг 3 счетно-решающего механизма. Второй конец рычага 3 связан с кулачком 2 датчика p^*_2 1, а средняя точка — с исполнительным органом, состоящим из золотника 13, силового цилиндра 11, кулачка обратной связи 8, рычага 9 и выходного штока 10, перемещающего дозирующий кран регулятора расхода. Изменение любого из трех параметров приводит к повороту рычага 3, смещению золотника 13 и поршня 12 силового цилиндра 11 со штоком 10 и изменению расхода топлива. Новое положение равновесия наступит, когда кулачок 8 переместит золотник 13 и перекроет подвод топлива в полости силового цилиндра. Таким образом, расход топлива, определяемый этим АП, будет зависеть от n , p^*_2 , T^*_1 . Требуемые характеристики автомата приемистости подбираются профилированием объемного кулачка 7 и плоских кулачков 2 и 8.

Все рассмотренные схемы автоматов приемистости можно разделить на два больших класса: временные (рис. 36 и 34) и использующие внутريدвигательные параметры (рис. 37 и 38). В каждом из этих классов АП можно подразделить по виду параметров, применяемых для регулирования. Для выяснения особенностей АП рассмотрим программы регулирования приемистости.

При расчете АП целесообразно пользоваться динамической характеристикой ГТД, представленной в приведенных координатах, с нанесенной на ней границей допустимых избытков топлива (рис. 39, б) [8]. Если допустимые избытки определяются только помпажными запасами, то эта характеристика будет однозначной. Если же накладываются ограничения по температуре газов, то на этих участках получим расслоение харак-

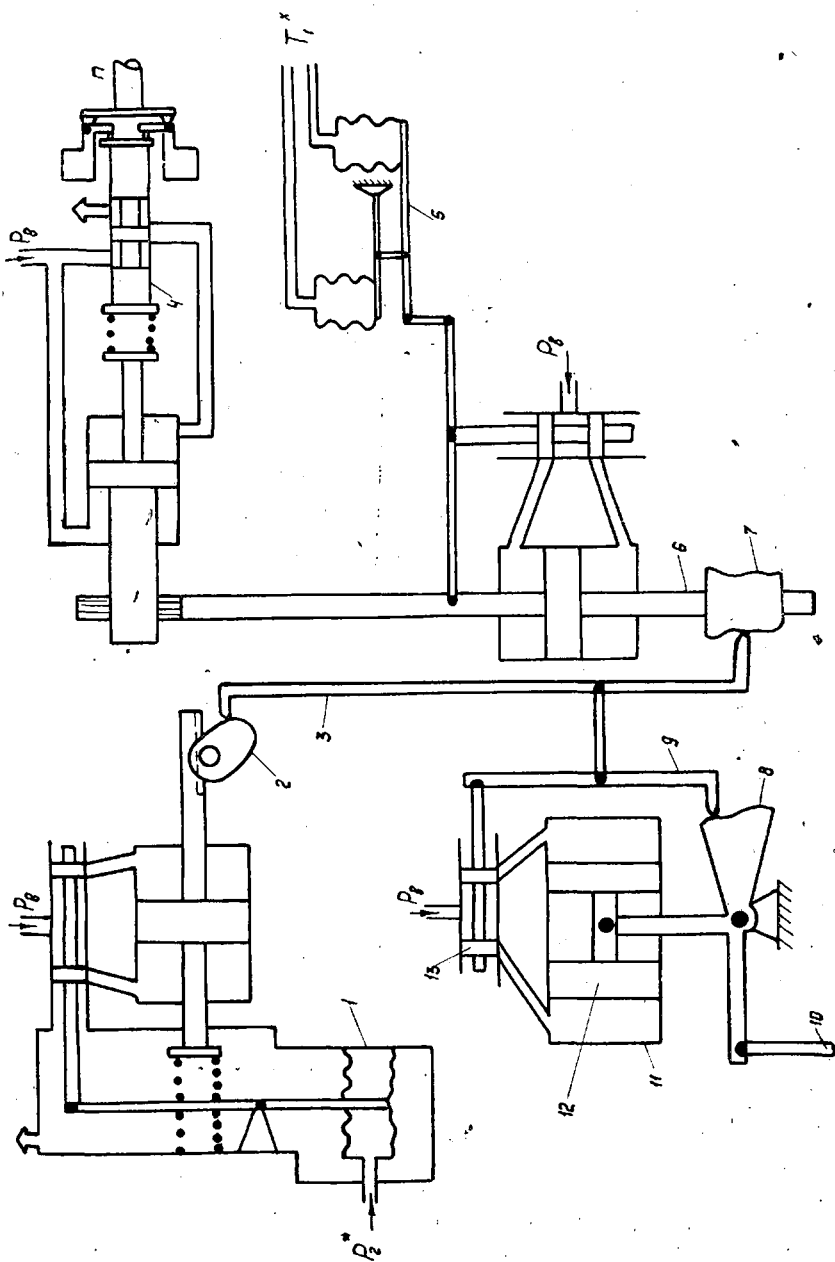


Рис. 38. Автомат приемности

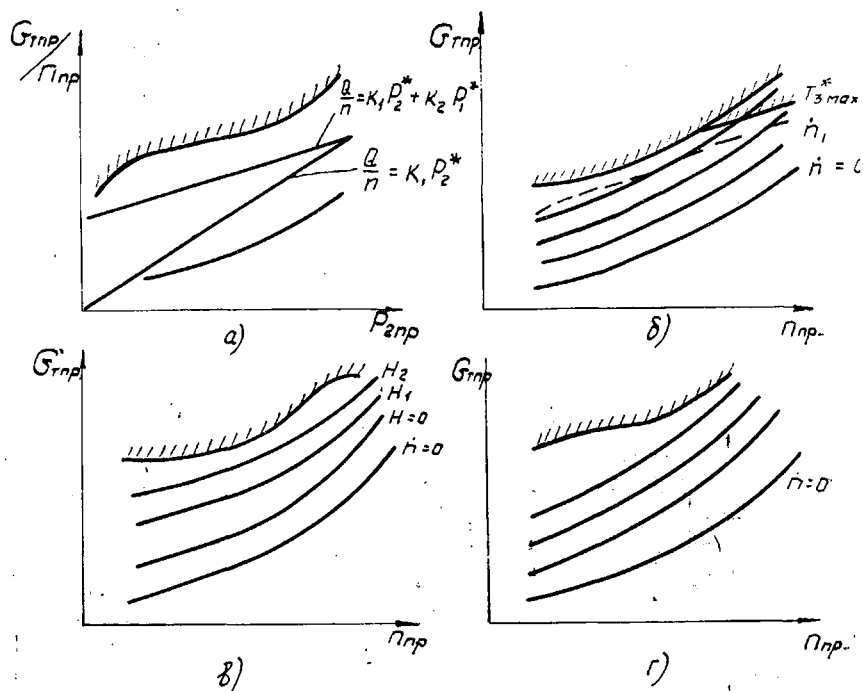


Рис. 39. Характеристики приемистости

теристик в зависимости от условий полета (температуры). Выбранная по этой характеристике программа полностью определяет поведение двигателя. В общем случае такая программа имеет вид

$$G_{\text{тпр}} = \Phi(n_{\text{пр}}).$$

Перейдя с помощью формул (2) к действительным значениям $G_{\text{т}}$ и n , получим

$$G_{\text{т}} = \kappa p \cdot \sqrt{T} \cdot \Phi\left(\frac{n}{\sqrt{T}}\right)$$

или, внося $\sqrt{T}$ под знак функции,

$$G_{\text{т}} = \kappa p \Phi_1(n, T) \quad (53)$$

Таким образом, расход топлива должен быть пропорционален произведению давления воздуха на некоторую функциональную зависимость от n и T .

Здесь p и T — давление и температура в любом месте потока двигателя. Обычно это температура T^*_1 и давление p^*_1 или p^*_2 , или их комбинация.

Так как расслоение характеристик для случая ограничения температуры газов определяется температурой на входе, то закон

(53) автоматически может учесть и это ограничение. Изменится лишь характер Φ_1 . Этот закон и реализуется с помощью схемы, показанной на рис. 38, если учесть, что перемножение может быть заменено сложением в логарифмическом масштабе.

Закон (53) является универсальным, т. е. с его помощью можно получить любую зависимость на динамической характеристике, обеспечивающую оптимальную приемистость при всех условиях полета. Однако схема его реализации получается достаточно сложной, а получение высокой точности дозирования G_T затруднено — суммируются ошибки от трех датчиков, промежуточных кулачков, преобразователей и т. д.

В процессе приемистости может происходить изменение геометрии двигателя (перекладка сопла, направляющих аппаратов компрессора и др.). Если изменение геометрии строго следует законам приведения, то это может быть отражено на той же диаграмме (на рис. 39 б) и приведет лишь к изменению вида функции в (53), в противном случае получается расслоение характеристик, а закон (53) не будет полностью удовлетворять оптимальной программе. Учет полноты сгорания и тепловой инерции двигателя приведет к дополнительным погрешностям.

Наиболее жесткие требования к минимальному времени приемистости предъявляются для земных условий. Это важно при посадке в случае ухода на второй круг. С подъемом на высоту требования могут быть снижены. Так, на самолетах гражданской авиации практически приемистость двигателя на высотах вообще не производится. Кроме того, с увеличением высоты увеличивается число оборотов малого газа, а следовательно, сокращается зона работы АП на динамической характеристике.

Изложенные соображения привели к поиску законов, отступающих от оптимальных, но позволяющих более просто их реализовать. Здесь можно идти по двум путям: вести поиск законов, обеспечивающих единую кривую на диаграмме рис. 39 б; но отступающих от оптимальной характеристики, и анализ расслоения получающегося в конкретных случаях АП.

Пользуясь теорией подобия и учитывая, что в приведенных координатах существует жесткая связь между различными параметрами двигателя, можно написать бесконечно большое количество приближенных законов приемистости. Для этого следует лишь воспользоваться безразмерными комплексами параметров (1), (52).

В качестве примера можно рассмотреть безразмерный комплекс $\frac{Q}{n \cdot p} = \text{const}$. Он может быть реализован более простыми средствами, чем (53). Если здесь за p принять давление воздуха на входе в двигатель, то на диаграмме рис. 38 б получим для него прямую $Q = k \cdot n$, проходящую через начало координат. Если за p принять

разделив (54) на (55), получим:

$$\frac{dG_T}{dn} = \frac{\Phi_1(G_T)}{\Phi_2(n, G_T)} \quad (56)$$

На диаграмме рис. 39 б выражение (56) представляет собой тангенс угла наклона кривой в данной точке плоскости. Зная начальные условия и с помощью (56) нетрудно построить на диаграмме 39 б кривую, определяющую приемистость двигателя. Можно задаться программой разгона, найти $\frac{dG_T}{dt}$ и определить требуемую $\Phi_1(G_T)$. Так как Φ_1 и Φ_2 обычно не выражаются аналитически, то построение ведется по точкам, путем численного интегрирования.

Пользуясь теорией подобия, здесь также можно найти бесчисленное множество законов, обеспечивающих оптимальность характеристик разгона при всех условиях полета. Например, для обеспечения закона

$$\dot{n}_{пр} = \Phi(n_{пр})$$

используя (2), получим следующее условие:

$$\dot{n} = kp\Phi\left(\frac{n}{\sqrt{T}}\right),$$

т. е. необходимо вводить коррекцию по давлению и температуре воздуха. Если принять закон $\dot{n}_{пр} = \text{const}$, то потребуется коррекция только по давлению, однако такой закон не обеспечивает оптимальность характеристики.

Схема на рис. 36 а не имеет коррекции. Поэтому она не может обеспечить минимальное время приемистости при всех условиях полета, а траектории разгона на диаграмме рис. 39, б будут иметь существенное расслоение по высоте и скорости полета (см. рис. 39 в).

Подобные регуляторы, в отличие от схем на рис. 37 и 38, автоматически учитывают тепловую инерцию двигателя и изменение полноты сгорания. Вместе с тем, если почему-либо возникает помпаж двигателя, сопровождающийся падением числа оборотов, то эти регуляторы будут увеличивать подачу топлива, тогда как для ликвидации помпажа необходимо ее резкое снижение. АП по схемам на рис. 37 и 38 хотя и не приводят к ликвидации помпажа, но и не усугубляют его, так как будут при этом уменьшать расход топлива. В последнее время для ликвидации помпажа применяются специальные антипомпажные устройства, которые автоматически снижают расход топлива.

Непосредственный замер $\dot{n}$ сопряжен с рядом технических трудностей, и пока такие устройства не нашли практического применения. В рассмотренной схеме обеспечивается не $\dot{n}$, а $n = \Phi(t)$. При этом на процессе разгона сказываются динами-

ческие характеристики как регулятора, так и двигателя. Например, наличие прямого запаздывания в камере сгорания может привести к завышению избытков топлива. При проектировании таких АП необходимо проверять динамику всей системы.

В системах, работающих по принципу изменения расхода топлива по времени, траектории разгона будут иметь расслоение, определяемое начальными условиями рис. 39 г. Для получения оптимальной характеристики здесь необходимо дополнительно обеспечивать величину первоначального броска расхода топлива.

Закон $\dot{G}_T = \Phi(G_T)$, принятый в рассмотренных схемах, не обеспечивает приведения и дает существенное расслоение характеристик по условиям полета. В простейшем виде его целесообразно использовать для двигателей с небольшой высотой (вертолетных, на пассажирских машинах). С целью уменьшения расслоения в схеме, изображенной на рис. 36 б, применен специальный высотный корректор.

Обеспечение необходимой коррекции во временных АП связано с рядом технических трудностей и приводит к существенному усложнению схемы. Задание времени в гидравлических регуляторах происходит путем дозирования определенного количества жидкости и перемещения на эту величину поршня, сильфона и т. д. Для обеспечения приемлемых габаритов, расходы жидкости должны быть сравнительно малы, что достигается применением лишь гидравлических сопротивлений с очень малыми проходными сечениями — дроссельных пакетов. Изменять величину этих сопротивлений практически очень трудно. Можно менять перепад давлений, но так как расход пропорционален корню из перепада, то получается очень большой требуемый диапазон изменения перепада, обеспечить поддержание которого с необходимой точностью очень сложно. Например, если надо изменить скорость в 10 раз, то перепад придется менять в 100 раз. Поэтому приходится искать другие решения. Так, например, в схеме, показанной на рис. 36 б, осуществляется ступенчатое изменение площади путем подключения дополнительного сопротивления. Так как расходы жидкости через сопротивления соизмеримы здесь с утечками по зазорам, то оказалось необходимым в качестве включающего элемента применить плоский клапан, обеспечивающий требуемую герметичность.

Методику расчета АП рассмотрим на примере схемы на рис. 37 в. Известна динамическая характеристика двигателя и конструктивные параметры АП. Необходимо построить траекторию разгона и определить избытки топлива для условий полета, характеризуемых давлением p^*_{*1} и температурой воздуха на входе в двигатель T^*_{*1} .

1. Задаемся числом оборотов n_i ,

2. Находим приведенное число оборотов $n_{\text{при}} = n_i \cdot \sqrt{\frac{288}{T_1^*}}$.

3. Определяем $p_{2 \text{ при}}$ по динамической характеристике.

4. Находим $p_{2i} = p_{2 \text{ при}} \frac{p_1^*}{1,033}$.

5. Давление p_{mi} в полости 11 находим из характеристик воздушного редуктора (см. расчет воздушных редукторов).

6. Подсчитываем положение иглы 7 из условий равенства моментов сил на рычаге 9:

$$\begin{aligned} P_{\text{ани}} &= P_{\text{ано}} - F_{\text{ан}} \cdot p_{mi} \\ P_{\text{пж1}i} &= P_{\text{пж0}} + c_{\text{пж}} \cdot z_i \\ P_{\text{ан}i} \cdot a_1 + P_{\text{пж1}i} \cdot a_2 &= P_{\text{пж2}} \cdot a_3, \end{aligned}$$

откуда

$$z_i = B_1 + B_2 \cdot P_{mi},$$

где

$$B_1 = \frac{P_{\text{пж2}} \cdot a_3 - P_{\text{пж0}} \cdot a_2 - P_{\text{ано}} \cdot a_1}{c_{\text{пж}} \cdot a_2}, \quad B_2 = \frac{F_{\text{ан}} \cdot a_1}{c_{\text{пж}} \cdot a_2}$$

$P_{\text{пж1}i}$; $P_{\text{пж0}}$ $c_{\text{пж}}$ — сила, предварительная затяжка и жесткость пружины 17,

$P_{\text{ани}}$; $P_{\text{ано}}$; $F_{\text{ан}}$ — сила, предварительная затяжка и площадь анероида,

$P_{\text{пж2}}$ — сила затяжки пружины 10,

a_1 , a_2 , a_3 — плечи рычага от опоры до точек приложения сил анероида, пружин 17 и 10.

7. По характеристике профиля иглы $f_{\text{дп}i} = \Phi(z)$ находим $f_{\text{дп}i}$.

8. Расход топлива определим по (7)

$$Q_i = \mu \cdot f_{\text{дп}i} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \sqrt{\Delta p}.$$

Здесь Δp — величина перепада, поддерживаемого клапаном 4.

9. Рассчитываем приведенный расход топлива

$$Q_{\text{при}} = Q_i \cdot \frac{1,033}{p_1^*} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_1^*}}. \quad (57)$$

10. По динамической характеристике находим $p_{2 \text{ при}}$ для полученного $Q_{\text{при}}$ и сравниваем его значение с принятым в ПЗ. Если расхождения невелики, то наносим полученную точку на диаграмму. Если расхождения значительные, то проводим новый расчет второго приближения, задавшись полученным значением $p_{2 \text{ при}}$. Проведя расчет для всех точек, получим кривую разгона на динамической характеристике. Время разгона определим путем численного интегрирования значений n вдоль кривой разгона

$$n_{\text{пр}} = n_{\text{про}} + \int_0^t n_{\text{пр}} \cdot dt,$$

или, заменяя dt на шаг интегрирования Δt , получим

$$n_{\text{пр}i} = n_{\text{пр}i-1} + n_{\text{пр}i-1} \cdot \Delta t \quad (58)$$

Интегрирование ведется до значения n , соответствующего окончанию приемистости. Общее приведенное время приемистости $t_{\text{пр}}$ очевидно будет равно

$$t_{\text{пр}} = i \cdot \Delta t. \quad (59)$$

Действительное время приемистости определим как

$$t = t_{\text{пр}} \cdot \frac{1,033}{p_1^*} \cdot \sqrt{\frac{T_1^*}{288}}. \quad (60)$$

Порядок расчета временных АП проследим на примере схемы ОНД (рис. 36 б).

1. Определим первоначальный бросок давления топлива. Он определяется величиной положительного перекрытия золотника 1

$$p_{\text{т}1} - p_{\text{т}0} = \frac{\Delta h \cdot c_{\text{пж}}}{F_3},$$

где

$$\Delta h = \Delta h_0 + \Delta h_1 + \Delta h_2.$$

Δh_0 — величина положительного перекрытия кромок золотника;

Δh_1 и Δh_2 — ход, совершаемый золотником от начала открытия соответствующей кромки до равновесного положения;

$c_{\text{пж}}$ — жесткость пружины 3;

F_3 — площадь золотника 1.

На практике бросок будет несколько больше. Достижение $p_{\text{т}1}$ происходит в течение некоторого промежутка времени. За это время поршень 4 успеет несколько переместиться вниз и поджать пружину 3.

2. Находим величину броска по расходу топлива $Q_{\text{т}1} - Q_{\text{т}0}$, используя характеристику форсунок и РК (см. рис. 26 г.).

3. Вычислим приведенное значение расхода топлива по (57).

4. Наносим точку на динамическую характеристику и находим значение $n_{\text{пр}1}$.

5. Задаемся приведенным шагом интегрирования $\Delta t_{\text{пр}}$.

6. По выражению (60) определяем физический шаг интегрирования Δt .

7. Используя (58), получим значение $n_{\text{пр}}$ в следующий момент времени $n_{\text{пр}2}$.

8. Из характеристики ОНД $p_{\text{т}} = \Phi(t)$ находим давление топлива $p_{\text{т}2}$ в следующий момент времени

$$p_{\text{т}2} = p_{\text{т}1} + \frac{q_{\text{ан}1} \cdot \Delta t}{F_{\text{п}} \cdot F_3} \cdot c_{\text{пж}}.$$

где $q_{дп1}$ — расход жидкости через дроссельный пакет 5, определяется проливкой пакета и перепадом давлений на нем;

$F_{п}$ — площадь поршня 4.

9. Повторяя последовательность выкладок по n 2—8 для следующих точек, получим характеристику разгона на динамической диаграмме.

Время приемистости определяется так же, как и в предыдущем примере, по (59) и (60).

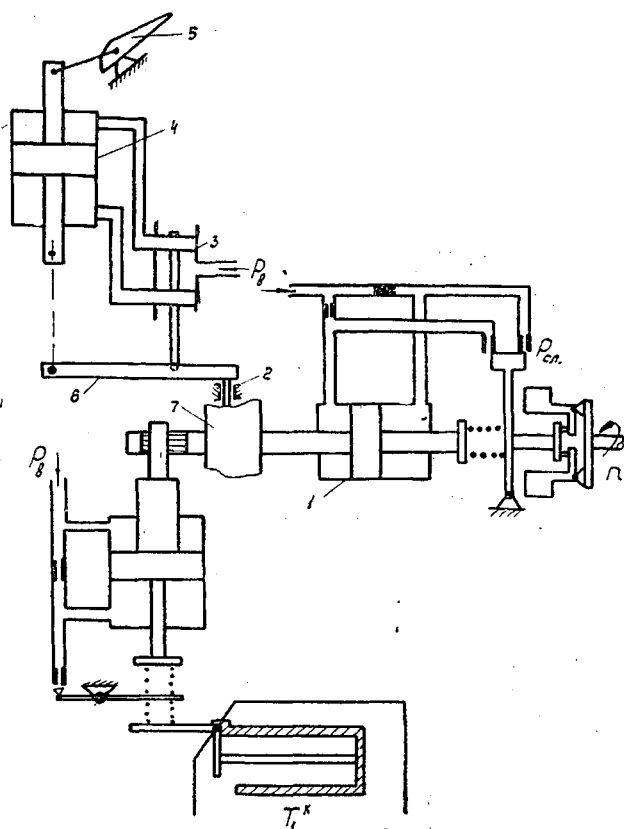
Регуляторы геометрии двигателя

Регулирование геометрии производится для согласования расходов воздуха и газов в различных сечениях двигателя. Наибольшее распространение получило изменение геометрии компрессора и реактивного сопла. Перспективным является регулирование геометрии турбины, однако сложность конструктивного выполнения (высокие температуры газов) затрудняет создание таких систем.

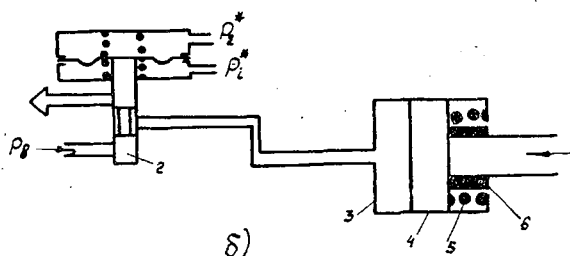
С изменением режима работы двигателя нарушаются соотношения между расходами воздуха и проходными сечениями в различных ступенях компрессора, что приводит к запиранию отдельных ступеней и возникновению помпажа. Поэтому регулирование компрессора с точки зрения автоматики является автономной задачей, определяющей только характеристики компрессора. Вместе с тем имеется определенная связь (особенно в динамике) между такими регуляторами и всей системой управления ТРД.

Схемы систем регулирования компрессора и сопла имеют много общего. На рис. 40 а показана система регулирования направляющих аппаратов компрессора, обеспечивающая определенный угол их установки в зависимости от приведенного числа оборотов двигателя. Для этого служит датчик приведенного числа оборотов 1, выполненный по схеме на рис. 21. Выходом датчика является положение штока 2, определяемое приведенным числом оборотов. Следящая система состоит из золотника 3, гидравлического усилителя 4 и рычага обратной связи 6. Изменение $n_{пр}$ вызывает перемещение штока 2, золотника 3 и поступление рабочей жидкости к силовому цилиндру усилителя 4. Движение поршня усилителя прекратится, когда вследствие перемещения связанного с ним рычага золотник 3 возвратится в нейтральное положение. Шток усилителя жестко связан с направляющими аппаратами 5, и каждому значению $n_{пр}$ будет соответствовать вполне определенное положение направляющих аппаратов. Требуемая программа установки обеспечивается путем профилирования кулачка 7 датчика $n_{пр}$.

На рис. 40 б показана схема регулирования компрессора путем перепуска воздуха из промежуточных ступеней компрессора на малых числах оборотов. Параметром регулирования



а)



б)

Рис. 40. Регуляторы компрессора

здесь является степень повышения давления в последних ступенях компрессора. На малых режимах степень повышения давления мала, и мембрана 1 с золотником 2 находится на верхнем упоре, полость 3 соединена со сливом, а поршень 4 под действием пружины 5 и давления воздуха из сопла 6 смещен влево. Сопло 6 соединено каналом с пространством компрессора, откуда необходимо перепускать воздух. Увеличение степени сжатия приведет к перемещению мембраны 1 и золотника 2 вниз, подводу в полость 3 рабочей жидкости под высоким давлением, перемещению поршня 4 вправо и закрытию перепуска воздуха. Устройство работает в двухпозиционном режиме (открыт—закрыт). Необходимый гистерезис срабатывания обеспечивается путем выполнения положительного перекрытия по кромкам золотника 2.

На рис. 41 а показана схема регулятора сопла, обеспечивающего установку требуемого сечения сопла в зависимости от положения сектора газа. Схема построена и работает аналогично схеме на рис. 40 а. Но здесь выходной шток усилителя связан со створками сопла, а вместо сигнала $n_{пр}$ задающий кулачок соединен с рычагом управления.

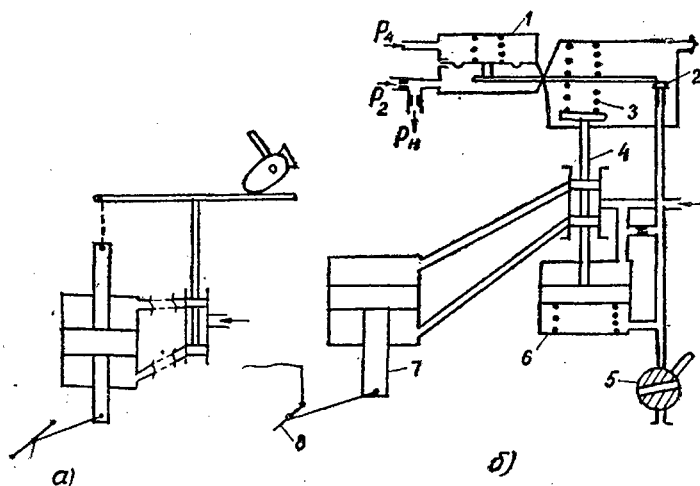


Рис. 41. Регуляторы сопла

На рис. 41 б приведена схема регулятора сопла по перепаду давлений на турбине π_t . Регулятор состоит из датчика π_t 1, управляющего элемента 2, усилителя 6 с золотником 4 и пружины обратной связи 3 и гидравлических цилиндров 7, управляющих створками сопла 8. Требуемое значение π_t определяется соотношением жиклеров воздушного редуктора. Его изменение против равновесного вызывает смещение клапана 2 и золотника 4, который, воздействуя на датчик 1 через пружину 3, возвращает механизм в исходное положение.

жину 3, восстанавливает равновесие клапана 2. При этом золотник 4 займет новое положение, что приведет к поступлению рабочей жидкости в гидроцилиндры 6 и перемещению створок сопла. Это вызовет соответствующее изменение π_T и возврат золотника 4 к нейтральному положению. Для установки сопла в положение максимального открытия при запуске и режимах малых чисел оборотов служит кран 5, связанный с сектором газа. Открытие крана на малых режимах сопровождается сливом жидкости из нижней полости усилителя 6 и перемещение золотника 4 вниз, а створок сопла на открытие.

Из рассмотренных схем видно, что регуляторы геометрии могут быть разделены по их назначению (компрессоры, сопла и т. д.), по параметру регулирования ($n_{пр}$; π_k^* ; π_T^* ; $\alpha_{сг}$), по принципу действия (прямого, непрямого регулирования, двухпозиционные и др.) и по конструктивному исполнению. В зависимости от назначения к ним предъявляются и разные требования. Так, точность установки направляющих аппаратов должна быть очень высокой, а следящая система быстройдействующей. Требования к регулированию сопла по $\alpha_{сг}$ менее жесткие и еще более грубые — к двухпозиционному механизму перепуска воздуха.

Регулирование компрессора наиболее правильно вести по характеру течения воздуха в компрессоре или по расходу воздуха, однако эти параметры измерить трудно. Расход воздуха определяется приведенным числом оборотов, которое является независимой координатой. С $n_{пр}$ и G_v по характеристике компрессора жестко связано π_k^* , но в отличие от $n_{пр}$ оно зависит от геометрии компрессора, т. е. от результата действия регулятора. Регулирование по π_k^* проще и обеспечивает хорошее быстроедействие, но здесь труднее выдержать нужную статическую точность. В последнее время ведутся работы по непосредственному определению характера потока в проточной части компрессора. Создание таких датчиков позволило бы существенно улучшить регулирование компрессора. Но при этом усложняется его конструкция. Для нормальной работы системы по $n_{пр}$ необходимо создание малоинерционных датчиков температуры T^*_1 (с постоянной времени менее 1 сек), и датчиков числа оборотов с постоянной времени в десятки доли сек. В противном случае в динамике возникают рассогласования в работе датчиков, приводящие к помпажу. Программа регулирования сопла и подача форсажного топлива взаимосвязаны. Изменение площади сопла и подачи форсажного топлива оказывают одинаковое действие на газодинамические процессы двигателя, поэтому при наличии форсажного контура эти регуляторы надо рассматривать совместно.

На безфорсажных режимах схема по π_T^* позволяет лучше использовать двигатель. В обеих схемах следует согласовывать положение сопла с числом оборотов при при-

емистости. Для сокращения времени разгона желательно вести приемистость с открытым соплом, но так, чтобы к моменту выхода двигателя на максимальное число оборотов успеть установить его в положение, соответствующее этому режиму. Обе приведенные схемы не выполняют этого условия. В схеме, на рис. 41 а, положение сопла будет разным при бесфорсажной и форсажной приемистости. Во второй схеме прикрытие сопла начнется, когда число оборотов двигателя будет близким к максимуму, а время набора полной тяги увеличится.

Наилучшее использование двигателя получается при регулировании площади сопла по температуре газов. В рассмотренных схемах это достигается, например, путем изменения настройки регуляторов по $T^*_г$. Замкнутое регулирование сопла приводит к появлению двух взаимосвязанных контуров регулирования и ухудшению динамических свойств САР, а наличие регулятора $T^*_г$ еще больше ухудшает их.

Регуляторы подачи топлива в форсажную камеру

Наибольшее распространение получил способ форсирования двигателя путем сжигания дополнительного топлива за турбиной. Для неизменности рабочего процесса в основном контуре одновременно с подачей форсажного топлива увеличивают критическое сечение сопла. Форсаж экономически не выгоден, но позволяет увеличить тягу достаточно простыми средствами. Подачу топлива ведут так, чтобы обеспечить максимальное использование возможностей двигателя, то есть поддерживать максимально допустимую температуру газов и суммарный коэффициент избытка воздуха, близким к единице.

Так как замер $T^*_г$ сопряжен с рядом трудностей, то регулирование ведут по $\pi^*_т$. На рис. 42 а изображена схема такого регулятора. Он состоит из плунжерного насоса переменной производительности 1 с сервопоршнем 2, датчика $\pi^*_т$ 4, механизма включения 8 с дроссельными пакетами 6 и 7 и кранами 3 и 5. Увеличение $\pi^*_т$ вызывает перемещение поршня 2 влево и увеличение подачи форсажного топлива, «поджатие» двигателя и уменьшение $\pi^*_т$ до заданного значения. Включение регулятора осуществляется кранами 3 и 5, связанными с сектором газа. Когда форсаж выключен, то кран 3 соединяет правую полость силового цилиндра со сливом и переводит насос на упор минимальной подачи. Одновременно кран 5 перекрывает слив из механизма 8 и заставляет иглу 9 закрыть подвод топлива к форсункам. При включении форсажа краны 3 и 5 устанавливаются в положение, изображенное на рис. 41 а, датчик $\pi^*_т$ воздействует на насос, а игла 9 перемещается вправо. Одновременно с этим дается команда на открытие створок реактивного сопла. Для того, чтобы согласовать подачу топлива с положением

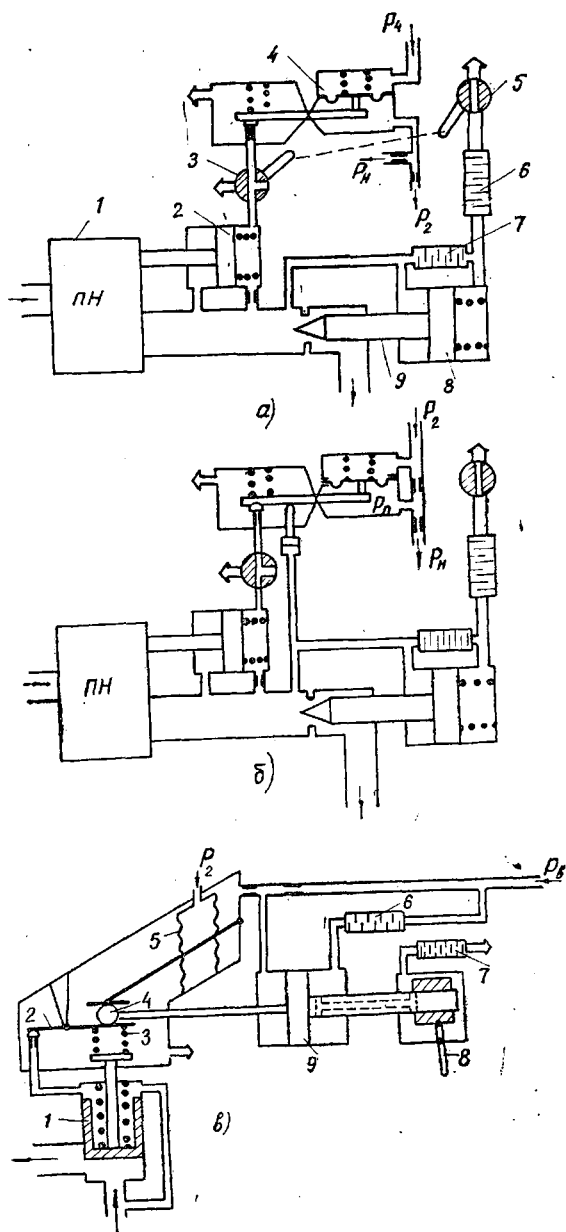


Рис. 42. Регуляторы форсажа

сопла, перемещение иглы 9 осуществляется по времени. Время включения определяется пакетами 6 и 7, а выключения — только пакетом 6.

Если поддержание заданного значения π_t осуществляется регулятором сопла, то задача регулятора форсажа состоит в дозировании топлива по расходу воздуха, который определяется p^*_2 и T^*_1 . Для упрощения системы обычно дозируют топливо только по p^*_2 . Схема простейшего регулятора изображена на рис. 42 б. Здесь осуществляется настройка регулятора расхода, выполненного по схеме на рис. 30 а в зависимости от значений p^*_2 . Датчик p^*_2 представляет собой мембрану с воздушным редуктором. Выбрав жиклеры редуктора так, чтобы обеспечить надкритическое истечение в выходном жиклере, получим $p_n = b \cdot p^*_2$, а перепад давлений на мембране $\Delta p = (1 - b) \cdot p^*_2$ будет пропорционален p^*_2 . Расход топлива будет пропорционален p^*_2 , а требуемая характеристика обеспечена путем профилирования распределительного клапана.

Рассмотренная схема обеспечивает только однорежимную подачу топлива. Изменение режима может быть обеспечено введением множительного механизма. Схема регулятора представлена на рис. 42 в. Здесь расход топлива задается положением дозирующего крана 1 регулятора расхода. Положением крана 1 определяется равновесие рычага 2, на который действуют моменты от силы пружины 3 и от ролика 4. Нарушение равенства моментов вызывает смещение плоского клапана и движение крана до тех пор, пока момент сил от пружины 3 не сравняется с моментом от ролика 4. Сила, действующая на ролик, определяется давлением p^*_2 , подводимым к сильфону 5, а положение ролика задается сектором газа 8 через гидрозамедлитель 9. Дроссельными пакетами 6 и 7 задается скорость изменения подачи форсажного топлива при изменении режима.

Эти схемы можно разделить на 2 класса: замкнутые системы подачи топлива (рис. 42 а) и незамкнутые (рис. 42 б и в). Первые требуют высокой точности поддержания π_t , потребная точность вторых определяется несколькими процентами.

Существенным недостатком регуляторов π_t является возможность неустойчивой работы на богатой ветке характеристики форсажной камеры. При нормальной работе камеры увеличение форсажного топлива G_f вызывает увеличение p^*_4 (уменьшение π^*_t). Когда коэффициент избытка воздуха близок к единице, то наблюдается обратное явление — увеличение G_f вызывает уменьшение p^*_4 . В этом случае регулятор π_t начинает работать в обратную сторону, так как с уменьшением p^*_4 он стремится увеличить подачу топлива (см. схему на рис. 42а), а это приводит к дальнейшему уменьшению p^*_4 , увеличению G_f , и камера глохнет. Чтобы этого не произошло, приходится дублировать регулятор π^*_t ограничителем p^*_2 (например,

по схеме на рис. 42б), что усложняет систему. Этого явления не наблюдается, если регулятор π_t^* воздействует на створки сопла, так как прикрытие створок увеличивает p_4^* .

При проектировании замкнутых систем подачи форсажного топлива необходимо учитывать запаздывание в сгорании топлива, величина которого меняется по условиям полета. В схеме, изображенной на рис. 42 а, коэффициент усиления регулятора уменьшается с подъемом на высоту (с уменьшением p_4^*), так как то же самое изменение π_t^* приводит к меньшему изменению перепада давлений на мембране чувствительного элемента.

Л и т е р а т у р а

1. Айзерман М. А., Гантмахер Ф. Р. Абсолютная устойчивость регулируемых систем. М., АН СССР, 1968.
2. Боднер В. А., Фрицлендер Г. О., Чистяков Н. И. Авиационные приборы. Оборонгиз, 1960.
3. Боднер В. А. Автоматика авиационных двигателей. Оборонгиз, 1956.
4. Залманзон Л. А., Черкасов Б. А. Регулирование газотурбинных и прямоточных воздушно-реактивных двигателей. Оборонгиз, 1956.
5. Иващенко Н. Н. Автоматическое регулирование. ГНТИ Машиностроительной литературы, 1962.
6. Колосов С. П., Калмыков И. В., Нефедова В. И. Элементы автоматики. Изд-во «Машиностроение», 1970.
7. Литвин-Седой М. З. Гидравлический привод в системах автоматики. ГНТИ Машиностроительной литературы, 1956.
8. Любомудров Ю. В. Применение теории подобия при проектировании систем управления газотурбинных двигателей. Изд-во «Машиностроение», 1971.
9. Рязанов Ю. А. Проектирование систем автоматического регулирования. Изд-во «Машиностроение», 1968.
10. Техническая кибернетика. Серия инженерных монографий, под редакцией В. В. Солодовникова, книги 1, 2, 3. «Машиностроение», 1967, 1969.
11. Черкасов Б. А. Автоматика и регулирование воздушно-реактивных двигателей. Изд-во «Машиностроение», 1965.
12. Черкез А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений, изд-во «Машиностроение», 1965.
13. Шевяков А. В. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. Изд-во «Машиностроение», издание второе, 1965, издание третье, 1970.
14. Штода А. В. и др. Конструкция авиационных газотурбинных двигателей. Воениздат, 1961.
15. Шумский Н. П. Результаты экспериментальных и теоретических исследований управляющих устройств типа «Сопло—заслонка», в книге «Системы, устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики» АН СССР, 1959.

О г л а в л е н и е

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
основные обозначения	6
 Г л а в а I. Особен- ности ГТД как объ- екта регулирования 8	Требования, предъявляемые к системам топливопитания и регулирования авиа- ционных ГТД 8 Характеристики ГТД 11 Структурные схемы САУ АД 15
 Г л а в а II. Гидрав- лические усилители 19	Силовые цилиндры 21 Управляющие элементы 25 Расчет гидравлических усилителей и их характеристик 30
 Г л а в а III. Чувст- вительные элементы и датчики 45	Чувствительные элементы и датчики числа оборотов 46 Чувствительные элементы давления и перепада давлений 53 Чувствительные элементы и датчики температуры 55 Задатчики и элементы сравнения 60
 Г л а в а IV. Счетно- решающие устрой- ства 62	Датчики отношения давления воздуха и воздушные редукторы 68 Элементы логического действия и временные 75 Распределительные клапаны 78
 Г л а в а V. Гидроме- ханические регулято- ры систем автомати- ческого регулирова- ния авиационных двигателей 81	Регуляторы расхода топлива 81 Регуляторы числа оборотов 91 Регуляторы неустановившихся режимов работы 106 Регуляторы геометрии двигателя 121 Регуляторы подачи топлива в форсаж- ную камеру 125
 Литература	128