

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

*А.Г. ГИМАДИЕВ, Н.Д. БЫСТРОВ, А.И. САФИН*

## РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА ЖРД

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

Самара  
Издательство Самарского университета  
2020

УДК 621.454.2(075)

ББК 39.651.11я7

Г480

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Самарского ун-та С. В. Ф а л л е е в;  
д-р техн. наук, проф. СамГТУ М. Ю. Л и в ш и ц

*Гимадиев, Асгат Гатьятович*

**Г480** **Расчёт характеристик регулятора расхода компонента топлива ЖРД: учебное пособие / А.Г. Гимадиев, Н.Д. Быстров, А.И. Сафин. – Самара: Издательство Самарского университета, 2020. - 72 с.: ил.**

**ISBN 978-5-7883-1515-7**

Рассмотрено применение регулятора расхода компонента топлива в жидкостном ракетном двигателе как исполнительном элементе системы управления ракеты-носителя. Дан вывод уравнений математической модели регулятора, на основе которых выбираются параметры и рассчитываются его статическая и динамическая характеристики. Рассматриваются вопросы устойчивости системы ЖРД - регулятор с построением Д - разбиения в плоскости одного и двух параметров, даются рекомендации по повышению запаса устойчивости САР ЖРД - регулятор.

Учебное пособие рекомендуется для студентов, обучающихся по специальности 240502 Проектирование авиационных и ракетных двигателей, а также может быть полезно инженерно-техническим работникам, разрабатывающим гидравлические регуляторы расхода.

УДК 621.454.2(075)

ББК 39.651.11я7

ISBN 978-5-7883-1515-7

© Самарский университет, 2020

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$K$  - коэффициент передачи

$L$  - акустическая индуктивность

$\dot{m}$  - массовый расход

$M$  - масса

$N$  - сила

$M(\omega)$  - амплитудно-частотная характеристика

$P$  - давление, тяга двигателя

$R$  - гидравлическое сопротивление

$F$  - площадь

$T$  - постоянная времени

$W(s)$  - передаточная функция

$W(j\omega)$  - амплитудно-фазовая частотная характеристика

$x$  - координата поршня дифференциального клапана

$\Delta$  - приращение

$d$  - диаметр

$l$  - длина

$\beta$  - половина угла при вершине треугольного окна дифклапана

$\gamma$  - жёсткость, угол тангажа

$h$  - высота треугольного окна дифференциального клапана

$s$  - переменная в преобразовании Лапласа

$t$  - время

$v$  - скорость потока жидкости

$\zeta$  - коэффициент демпфирования

$\nu$  - кинематическая вязкость

$\mu$  - коэффициент расхода

$\lambda$  - коэффициент сопротивления трения

$\rho$  - плотность рабочей среды

$\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана

$\omega$  - угловая частота колебаний

$j = \sqrt{-1}$  - мнимая единица

## ИНДЕКСЫ

*A* - принадлежность к полости А

*B* - принадлежность к полости Б

*B* - принадлежность к полости В

*НАР* - начало автоматической работы

*вх* - вход

*вых* - выход

*гд* - гидродинамическая

*дв* - двигатель

*др* - дроссельный кран

*дф* - дифференциальный клапан

*ж* - жиклёр

*нб* - наибольший

*нм* - наименьший

*п* - поршень

*пр* - приведенный, предварительный

*прж* - пружина

*расч* - расчётный

*р* - регулятор

*тр* - трение

*0* - соответствует номинальному значению параметра

*min* - минимальный

*max* - максимальный

## **ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ**

ЖРД - жидкостный ракетный двигатель

РН - ракета-носитель

САР - система автоматического регулирования

В приложении 1 учебного пособия приведены термины глоссария.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	7
Введение.....	8
1. РЕГУЛЯТОР РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА В СТРУКТУРЕ ЖРД РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ.....	9
2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА.....	19
3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА.....	25
4. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА.....	36
5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА ЖРД С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПАРАМЕТРОМ ПО РАСХОДУ КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА.....	44
6. КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА ЖРД.....	54
Список литературы.....	68
Приложение 1. Термины глоссария.....	69
Приложение 2. Исходные данные для расчёта регулятора расхода компонента топлива.....	70
Приложение 3. Контрольные вопросы для проверки усвоения материала учебного пособия.....	71

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Важной задачей при подготовке высококвалифицированных инженеров по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей является привитие им навыков проектирования агрегатов, систем двигателей и летательных аппаратов. К одному из сложных и важных агрегатов жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) относится регулятор расхода компонента топлива (в дальнейшем регулятор), от динамических свойств которого во многом зависит устойчивость и качество системы автоматического регулирования (САР) ЖРД. Изучение САР ЖРД начинается с рассмотрения двигателя как объекта регулирования и регулятора. В ЖРД, как правило, применяются регуляторы прямого действия как наиболее простые по схеме и надёжные в экстремальных условиях их эксплуатации. Регулятор должен выполнять свои функции в условиях повышенных вибраций и перегрузок, наблюдающихся на двигателе. Поэтому студенты должны осваивать методы выбора параметров регулятора с учётом требований, предъявляемых к топливной системе ЖРД, расчёта его статических и динамических характеристик. Материал учебного пособия ориентирован на использование студентами при выполнении курсовой работы по курсу лекций «Автоматика и регулирование».

## ВВЕДЕНИЕ

Автоматике и регулированию ЖРД посвящена достаточно обширная литература в виде монографий и учебных пособий [1-4], однако вопросам проектирования регуляторов уделено недостаточное внимание. Это связано с тем, что, во-первых, эта тематика многие годы была закрытой, во-вторых, вопросы разработки агрегатов ЖРД были прерогативой только специальных КБ. В данном учебном пособии изложены как общие вопросы применения регулятора в структуре ЖРД, так и дана его математическая модель в виде системы алгебраических и дифференциальных уравнений. На основе этих уравнений рассчитываются статические и динамические характеристики, изучаются вопросы внутривдвигательной устойчивости ЖРД построением Д-разбиения в плоскости одного и двух параметров, даются рекомендации по повышению запаса устойчивости САР двигателя.

При составлении учебного пособия авторами использованы конструктивные схемы регуляторов, приведенных в изданной под редакцией академика РАН В.П. Шорина монографии «Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов». - М.: Машиностроение, 2000. - 208 с., а также учебного пособия соавтора Гимадиева А.Г. «Выбор параметров, расчет статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива». - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 64 с. с исправлениями и дополнениями.



# 1. РЕГУЛЯТОР РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА В СТРУКТУРЕ ЖРД РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Жидкостный ракетный двигатель является исполнительным элементом системы управления ракеты-носителя (РН). При этом управление ракетой может осуществляться поворотом двигателей по двум осям или рассогласованием тяг в многокамерной двигательной установке. Во втором случае необходимо изменять тяги двигателей по сигналам системы управления ракеты (рис. 1.1). Изменение тяги двигателей осуществляется подсистемами регулирования тяги, исполнительными элементами которых являются регуляторы расхода компонента топлива (регулятор тяги).

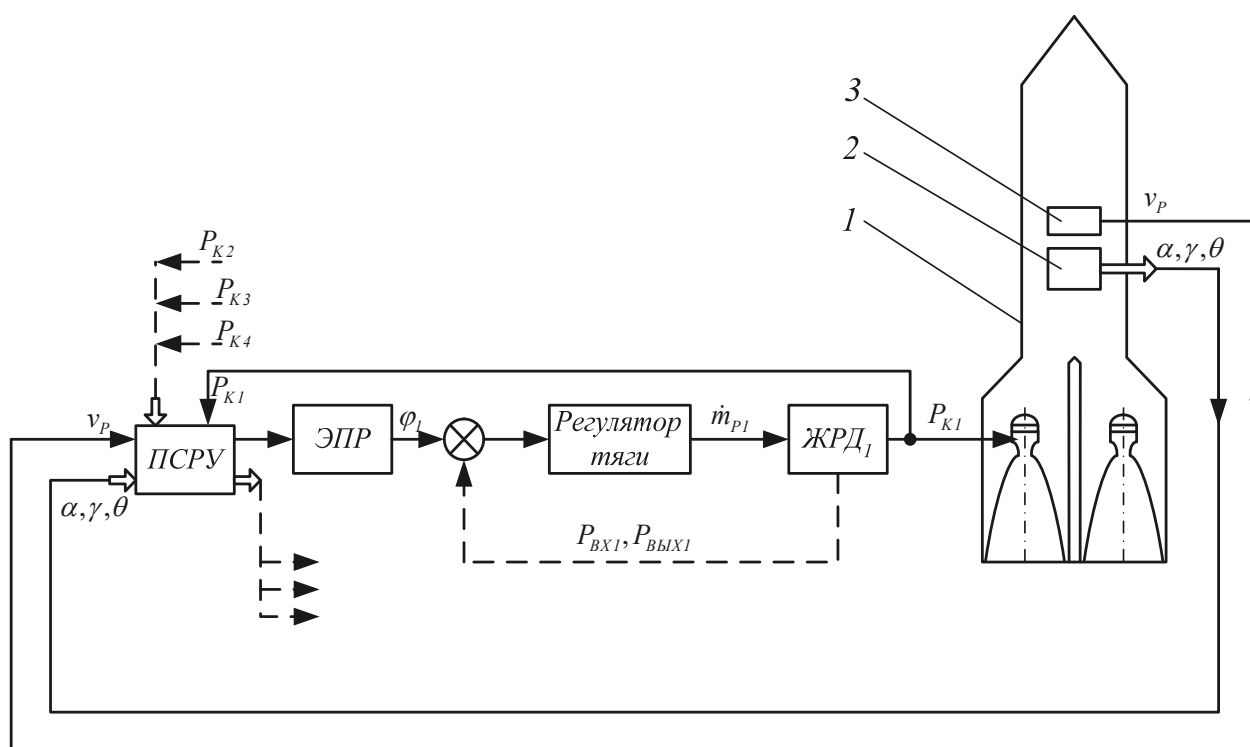


Рис. 1.1. Функциональная схема системы управления РН с рассогласованием тяг двигателей:

$v_p$  – скорость полёта ракеты;  $\alpha, \gamma, \theta$  – угол крена, тангажа и рыскания ракеты;

$P_{ВХ1}, P_{ВЫХ1}$  – давления на входе в регулятор и на его выходе; ПСКУ – программное счетно-решающее устройство; ЭПР – электропривод дроссельного крана регулятора;

$P_{K1}, P_{K2}, P_{K3}, P_{K4}$  – давления в камерах сгорания двигателей;  $\dot{m}_{p1}$  – расход горючего в окислительный, двухкомпонентный газогенератор первого двигателя;  $\varphi_l$  – угол поворота привода дроссельного крана регулятора; 1 – ракета-носитель; 2 – датчик положения ракеты в пространстве; 3 – датчик скорости полёта ракеты

Управление ракетой осуществляется по углам крена  $\alpha$ , тангажа  $\gamma$  и рыскания  $\theta$ , а также изменением кажущейся скорости полёта ракеты. По угловым датчикам определяется фактическое положение ракеты в околоземном пространстве. Команды с датчиков поступают в программное счётно-решающее устройство (ПСРУ), в котором они сравниваются с требуемыми по программе значениями углов  $\alpha, \gamma, \theta$ . По разнице программных и фактических значений этих углов формируется команда на изменение тяги двигателей. Усиленный сигнал с ПСРУ на изменение тяги двигателя поступает к электроприводу дросселя регулятора. Перенастройка площади дроссельного крана регулятора приводит к изменению расхода подмешиваемого в газогенератор компонента топлива, что приводит к изменению температуры газа на выходе из газогенератора. При этом изменяются мощность турбины, частота вращения ротора ТНА и, как следствие, расходы компонентов топлива в камеру сгорания и тяга двигателя. Так как ракета как объект управления является более инерционным по сравнению с двигателями, то сигналы о тягах двигателей (давлениях в камерах сгорания  $P_k$ ) поступают в ПСРУ для упреждающего изменения углов положения РН  $\alpha, \gamma, \theta$  сверх допустимой нормы. Таким образом, по сигналу с ПСРУ двигатель настраивается на определенную тягу, эта операция выполняется в результате изменения настройки дроссельного крана регулятора.

Для обеспечения требуемой скорости полёта ракеты в заданной точке космического пространства также необходимо изменять (помимо направления полёта) тягу двигателей. Эта задача выполняется тем же регулятором ЖРД.

Одним из эффективных ЖРД, применяемых в качестве исполнительного элемента системы управления РН, является двигатель с дожиганием отработанного в газогенераторе газа. В таком ЖРД регулятор установлен в магистрали подачи горючего в двухкомпонентный газогенератор (рис. 1.2).

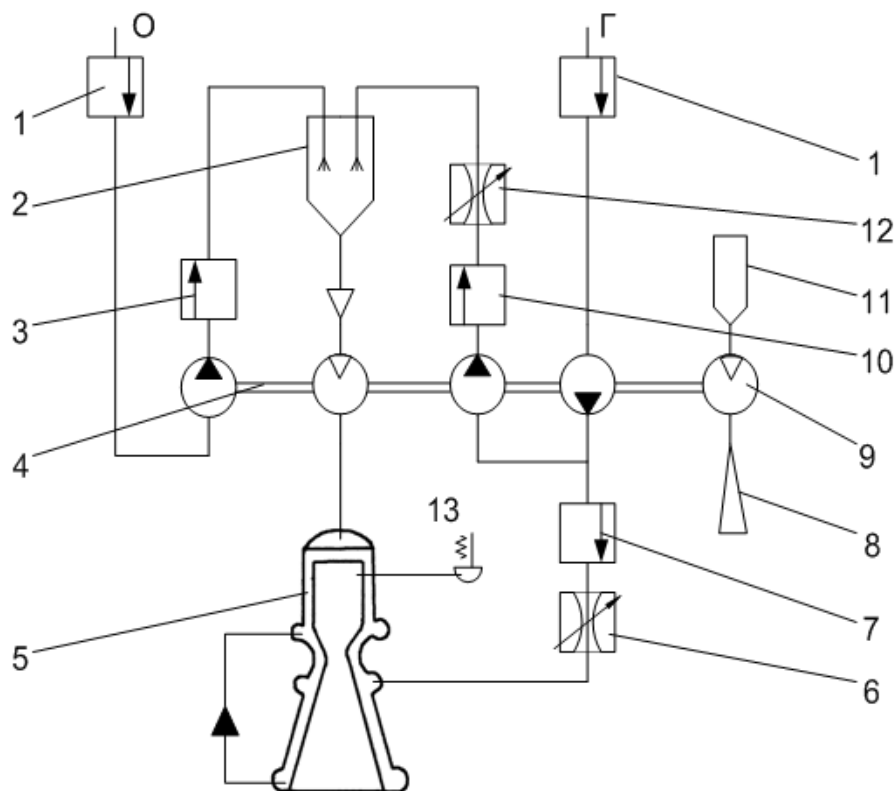


Рис. 1.2. Пневмогидравлическая схема ЖРД с дожиганием на основных компонентах топлива: Г – горючее; О – окислитель; 1 – разделительные клапаны; 2 – жидкостный газогенератор; 3 – главный клапан окислителя; 4 – турбонасосный агрегат; 5 – камера сгорания; 6 – дроссель системы опорожнения баков; 7 – главный клапан горючего; 8 – выхлопное сопло пиротурбины; 9 – пиротурбина; 10 – клапан горючего газогенератора; 11 – пиростартер (твердотопливный газогенератор); 12 – регулятор расхода горючего в газогенератор; 13 – датчик давления газа в камере сгорания двигателя

Весь расход окислителя поступает в газогенератор, где к нему подмешивается часть горючего с таким расчётом, чтобы температура газа на входе в турбину (на выходе из газогенератора) не превышала допустимую величину. При подмешивании горючего к окислителю в газогенераторе происходит горение топлива в центральной его зоне, продукты сгорания в которой подогревают весь окислитель. Для обеспечения требуемого напора подмешиваемого горючего за основным насосом устанавливается дополнительный насос малой производительности. «Кислый» газ после расширения в турбине вводится в камеру сгорания, куда поступает второй компонент топлива – основная доля горючего, и в дальнейшем процесс горения в камере протекает при оптимальном соотношении компонентов. Для начальной раскрутки ротора турбонасосного агрегата при запуске ЖРД применяется пусковая пиротехническая турбина.

Регулирование тяги двигателя осуществляется изменением расхода подмешиваемого в газогенераторе горючего при помощи регулятора по команде от систем стабилизации и регулирования кажущейся скорости РН.

Синхронное опорожнение топливных баков осуществляется изменением расхода горючего дросселем б по команде с счетно-решающего устройства (на схеме не показан), на вход которого подаются усиленные и преобразованные сигналы с расходомеров компонентов топлива.

К ЖРД предъявляются как общие требования, не зависящие от конкретных условий его эксплуатации, так и специальные требования. Общие требования в свою очередь делятся на технические, производственно-экономические и эксплуатационные. Специальные требования к двигателю в основном связаны с обеспечением заданных его динамических свойств, в реализации которых важная роль отводится регулятору.

Динамические процессы в ЖРД происходят во время его запуска, перехода на промежуточную и основную ступени тяги, регулирования тяги на основном этапе полёта ракеты и выключения двигателя. Требования к динамическим процессам в двигателе связаны с ограничениями давления в камере сгорания или тяги, давления и расхода компонентов в топливоподводящих магистралях и агрегатах, с обеспечением заданных показателей качества регулирования основных его параметров.

Некоторые ограничения, накладываемые на процесс изменения давления газа в камере сгорания двигателя, показаны на рис. 1.3.

Участок  $\tau_1$  с момента запуска двигателя «Зп» до команды перевода с промежуточной ступени тяги на главную «Гл» имеет следующие ограничения:

- скорость нарастания тяги (давления в камере сгорания) сверху  $(dP_{\kappa} / dt)_{\max}$  ограничена ударно-волновыми нагрузками, действующими на конструкцию РН в момент её старта;

- скорость нарастания давления снизу  $(dP_{\kappa} / dt)_{\min}$  ограничена требованием уменьшения массы сгоревшего топлива на этом участке работы двигателя и необходимостью быстрого прохода критической частоты вращения ротора ТНА.

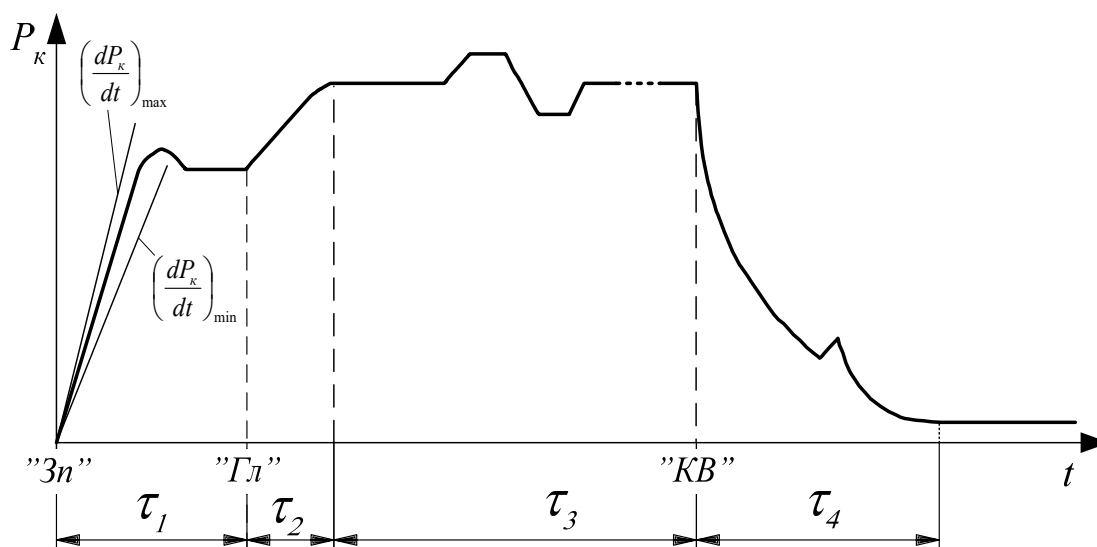


Рис. 1.3. Циклограмма работы двигателя во время полёта РН

На предварительной ступени тяги двигателя ограничение давления в камере сгорания связано с недопустимостью заброса тяги выше допустимого уровня, определяемого отрывом ракеты от пусковой площадки. На участке  $\tau_1$  агрегаты регулирования тяги двигателя действуют неэффективно. Поэтому указанные ограничения удовлетворяются подбором мощности турбины, интенсивностью и длительностью продувки магистралей двигателя нейтральным газом.

Участок  $\tau_2$  – переход с предварительной ступени на главную ступень тяги происходит под контролем автоматики двигателя. В этот момент также действуют ограничения давления: сверху – недопустимостью большой скорости вращения ротора ТНА, которая могла бы привести к провалам давления на входах в насосы и соответственно к кавитационному срыву; снизу – необходимостью минимизации массы сгоревшего топлива на этом участке и быстрым прохождением зоны неустойчивого горения в камере сгорания.

Требования на участке  $\tau_3$  связаны с обеспечением устойчивости двигателя и заданных показателей качества регулирования. Необходимо, чтобы двигатель с регулятором удовлетворял требованиям по быстродействию и точности выполнения команд, поступающих от систем стабилизации ракеты и управления её кажущейся скоростью.

Требования к изменению давления на участке останова  $\tau_4$ , начиная с команды на выключения двигателя «КВ», обусловлены двумя причинами. В многокамерных двигателях необходимо обеспечить одинаковый импульс последствия тяги каждой камеры во избежание значительных моментов сил, которые могли бы повернуть ракету с намеченного курса. В однокамерных двигателях необходимо обеспечить минимальный импульс последствия тяги для более точного задания конечной скорости полёта ракеты.

К ЖРД предъявляется еще ряд специальных требований по колебательным процессам в топливоподводящих магистралях, например при обеспечении продольной устойчивости РН. Эти требования удовлетворяются применением специальных мероприятий, не связанных с работой регулятора тяги, поэтому здесь не рассматриваются.

Таким образом, исходя из рассмотренных требований к двигателю в целом, можно сформулировать специальные требования, предъявляемые к регулятору. Он должен выполнять две функции: во-первых, поддерживать заданный расход при изменении давления на входе и выходе регулятора, во-вторых, изменять расход горючего по командам от систем стабилизации РН и управления её кажущейся скорости. Регулятор должен иметь статическую погрешность не больше заданной величины при изменении внешних и внутренних возмущающих факторов. К внешним возмущениям относятся изменение давления, плотности и температуры компонентов топлива, ускорение ракеты и колебания её корпуса. Внутренние возмущающие факторы определяются отклонениями от расчётных значений конструктивных параметров отдельных узлов и агрегатов двигателя, связанных с допусками на их изготовление. Отклонения размеров отдельных деталей приводят к разбросу характеристик агрегатов. Например, насосы имеют разброс напорных и моментных характеристик, турбина – коэффициента расхода сопел и КПД. Гидравлические и газодинамические параметры двигателя взаимосвязаны и разброс характеристик отдельных агрегатов приводит к отклонению режима его работы. Для нормальной работы системы управления ракетой необходимо, чтобы погрешность поддержания тяги ЖРД (давления в камере сгорания) не превышала 2...4 %. Поэтому для компенсации внешних и внутренних

возмущающих факторов необходима система регулирования режима работы внутри самого двигателя. Эту функцию выполняет тот же регулятор, к статическим характеристикам которого предъявляются особые требования.

На рис. 1.4 показаны возможные статические характеристики регулятора, то есть зависимости расхода компонента топлива  $\dot{m}_p$  от перепада давления на нём  $\Delta P_p$ .

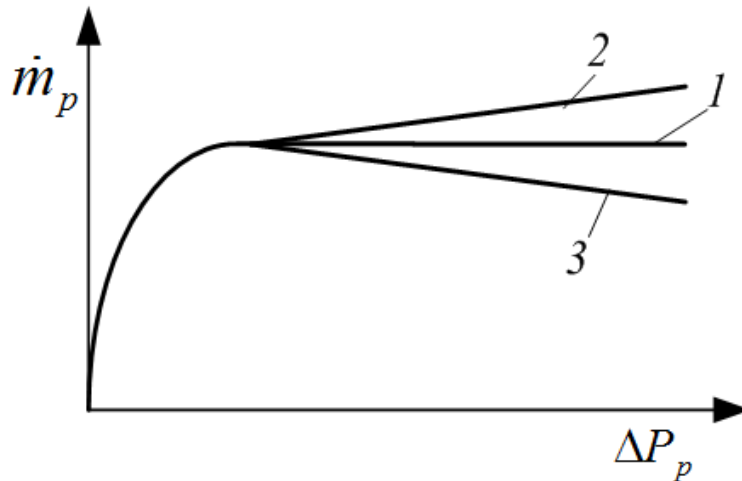


Рис. 1.4. Статические характеристики регулятора расхода компонента топлива

Идеальный регулятор — это регулятор, который при любых отклонениях перепада давления на нём возвращает расход жидкости к исходному значению (линия 1). Такой регулятор называют астатическим. В практике статическая характеристика регулятора всегда имеет положительный статизм (линия 2) или отрицательный статизм (линия 3). Доказано, что регулятор с отрицательным статизмом может приводить к автоколебаниям в системе регулирования тяги двигателя. Поэтому одно из требований к регулятору — это обеспечение регламентированного положительного статизма. Ограничение степени положительного статизма регулятора связано с минимально допустимой его статической погрешностью.

Следующим специальным требованием к регулятору является обеспечение требуемых его динамических характеристик, которые чаще представляются в виде частотных характеристик. Это требование связано с обеспечением устойчивости ЖРД и показателями качества регулирования динамических процессов в системе. Для удовлетворения последних

требований необходимо иметь модель камеры сгорания двигателя (хотя бы в первом приближении) и, исходя из обеспечения требуемого запаса устойчивости ЖРД и времени регулирования при ступенчатом управляющем и возмущающем воздействиях, определить постоянную времени и другие параметры регулятора.

Принцип действия гидромеханического регулятора прямого действия (рис. 1.5) основан на поддержании постоянного перепада давления жидкости на дроссельном кране.

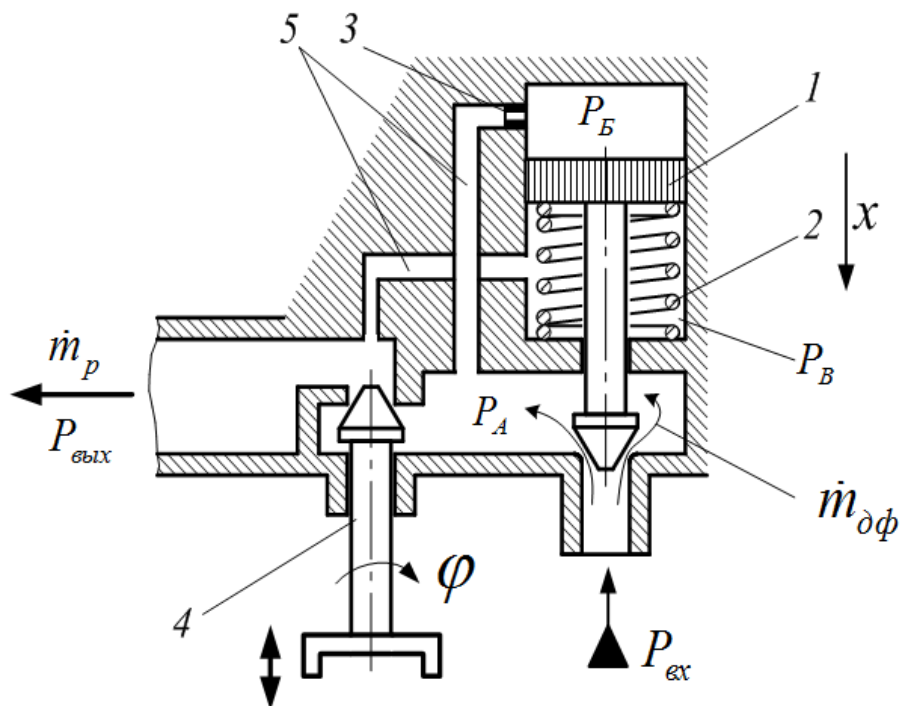


Рис. 1.5. Принципиальная схема гидромеханического регулятора расхода прямого действия: 1 – дифференциальный клапан; 2 – пружина; 3 – жиклёр; 4 – дроссельный кран; 5 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану

Массовый расход жидкости через дроссельный кран определяется зависимостью:

$$\dot{m}_{др} = \mu_{др} F_{др}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{вых})}, \quad (1.1)$$

где  $\mu_{др}$  - коэффициент расхода жидкости дроссельного крана;

$F_{др}$  - площадь проходного сечения дроссельного крана,  $m^2$ ;



$\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана, град.;

$\rho$  - плотность компонента топлива (жидкости), кг/м<sup>3</sup>;

$P_A, P_{вых}$  - давления жидкости на входе в дроссельный кран и на выходе из регулятора, Па.

При постоянной настройке дроссельного крана ( $\mu_{др} = \text{const}$ ,  $F_{др}(\varphi) = \text{const}$ ) расход жидкости определяется только разностью давлений  $P_A - P_{вых}$  и, если она поддерживается постоянной, то и расход жидкости будет постоянным. Таким образом, регулятор компенсирует влияние внешних и внутренних возмущающих факторов, влияющих на расход жидкости.

Регулирование режима работы ЖРД производится изменением площади проходного сечения  $F_{др}(\varphi)$  дроссельного крана 4 с помощью электропривода (см. рис. 1.5). Если по какой-либо причине перепад давления на дроссельном кране  $P_A - P_{вых}$  изменится, то соответственно изменится и расход горючего. Информация об изменении перепада давления через каналы обратной связи 5 и жиклёр 3 попадает на чувствительный элемент – поршень дифференциального клапана, что приводит к нарушению равновесия действующих на него сил. Поршень перемещается, восстанавливая перепад давления  $P_A - P_{вых}$ , а значит и расход горючего. Например, если перепад давления  $P_A - P_{вых}$  увеличится, то в ответ на это дифференциальный клапан начнёт уменьшать площадь проходного сечения, чтобы компенсировать возникшее возмущение, т.е. уменьшит расход жидкости. Дифференциальный клапан настраивается с помощью пружины 2 на заданный перепад давления. Так как регулятор прямого действия, то функции чувствительного элемента и исполнительного органа совмещены в одном узле – дифференциальном клапане 3.

Для обеспечения эффективного регулирования ЖРД на регуляторе должен быть большой перепад давлений. С повышенным перепадом давления связана одна из особенностей регулятора – появление на дифференциальном клапане существенной гидродинамической силы. Эта

сила пропорциональна скоростному напору жидкости, т.е. перепаду давлений на дифференциальном клапане  $P_{ex} - P_A$ . Гидродинамическая сила, так же как и создаваемая пружиной сила, зависит от положения дифференциального клапана, однако она направлена в противоположную сторону. В некоторых случаях жёсткость пружины оказывается меньше «жёсткости» так называемой гидродинамической пружины, что может привести к изменению статизма регулятора, т.е. наклона его статической характеристики. Изменение знака статизма, т.е. переход к отрицательному статизму, может явиться причиной потери внутривдвигательной устойчивости ЖРД. Гидродинамическая сила является важной характеристикой регулятора, однако из-за сложности картины течения жидкости в его проточной части с резкими изменениями направления, отрывами потока её не удаётся точно определить расчётным путём. В большинстве случаев гидродинамическую силу приходится определять экспериментально, сопоставляя расчётные и опытные статические характеристики.

Другой важной особенностью гидромеханических регуляторов является большое влияние на их динамику присоединённой к подвижным частям массы жидкости. Площади проходных сечений каналов 5 во много раз меньше площади поршня дифференциального клапана и ускорение жидкости в каналах во много раз больше, чем ускорение поршня. Поэтому инерционные эффекты в каналах могут оказаться существенными. Присоединённая к подвижному элементу клапана масса жидкости определяется как масса жидкости в каналах, увеличенная в  $(d_n / d_k)^4$  раз, где  $d_n$  - диаметр поршня дифференциального клапана 1,  $d_k$  - диаметр проходного сечения каналов 5. Например, при диаметре поршня 40 мм и диаметре канала 4 мм масса жидкости в канале в 1 гр превращается в присоединённую массу в 10 кг. Таким образом, наличие даже относительно коротких каналов с небольшой площадью проходного сечения приводит к значительному увеличению приведённой массы подвижных элементов регулятора.

## 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Проектирование регулятора расхода топлива базируется на основе его математической модели, составленной по законам физики, механики, гидравлики. С использованием этих законов выводятся уравнения элементов, которые объединяются в систему дифференциальных и алгебраических уравнений, представляющих собой математическую модель регулятора. При этом нельзя учесть все факторы, действующие на элементы регулятора, поэтому принимаются определенные упрощающие допущения. На основе математической модели регулятора можно разработать методику выбора его основных параметров, рассчитать его статические и динамические характеристики. Используя эти характеристики, можно оценить статическую погрешность регулятора, устойчивость и качество процессов регулирования, произвести коррекцию его параметров с целью обеспечения требуемого запаса устойчивости системы.

При выводе уравнений регулятора, расчётная схема которого приведена на рис. 2.1, принимаются следующие допущения [5]:

- объёмная податливость топлива и стенок регулятора не учитываются из-за их малости;
- гидравлические потери в дросселирующих элементах учитываются по квазистационарной модели;
- сухое трение в подвижных элементах отсутствует;
- утечка топлива по зазорам подвижных элементов дифференциального клапана мала по сравнению с расходом жидкости через жиклёр;
- гидравлические потери на жиклёре и в каналах обратной связи учитываются по ламинарной модели движения жидкости;
- гидравлические потери и сила инерционного сопротивления участков регулятора по основному потоку жидкости не учитываются из-за их малости по сравнению с потерями на дроссельном кране и дифференциальном клапане;
- массовые расходы жидкости в узких каналах обратной связи пренебрежимо малы по сравнению с расходом жидкости через регулятор;

- дроселирующее сечение дифференциального клапана представляет собой четыре треугольных окна.

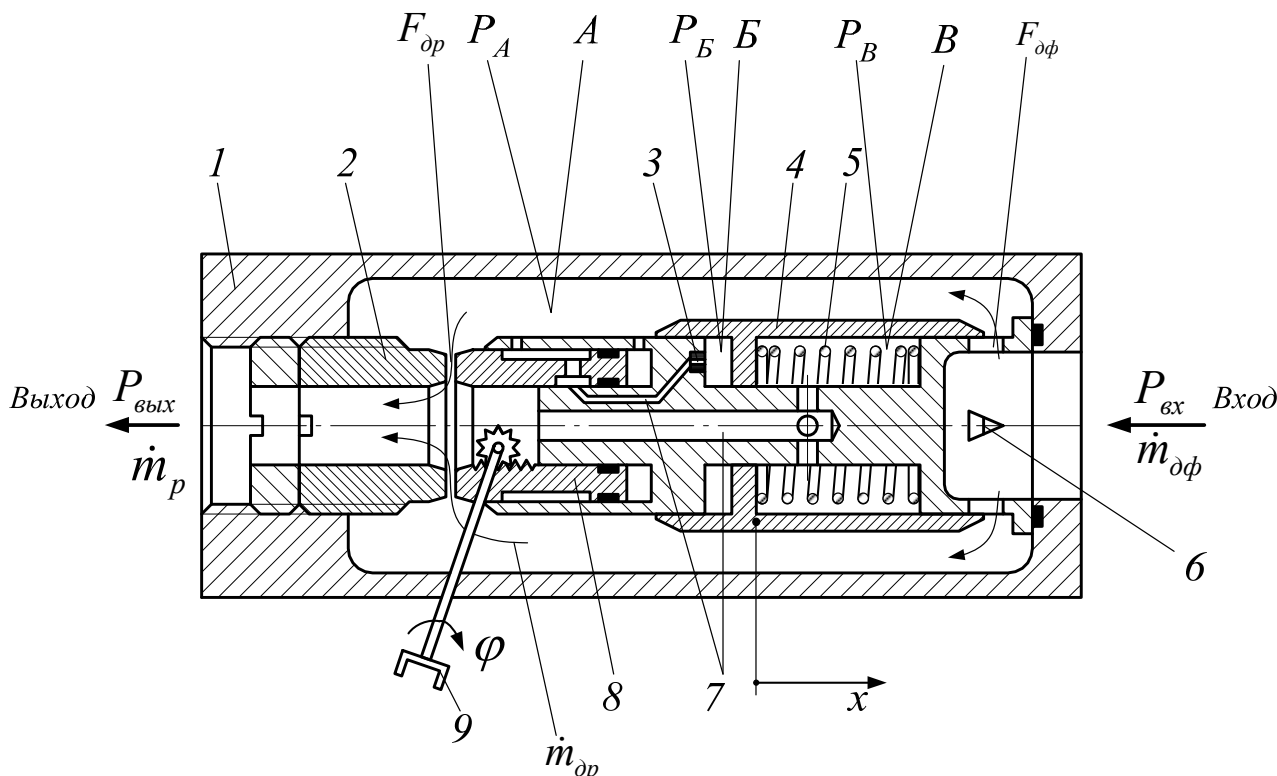


Рис. 2.1. Расчётная схема гидромеханического регулятора расхода жидкости прямого действия: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – жиклёр; 4 – дифференциальный клапан; 5 – пружина; 6 – дроселирующее окно треугольного профиля; 7 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану; 8 – дросельный кран; 9 – привод дросельного крана

При выводе уравнений элементов регулятора очень важно правильно задать направление движения подвижных элементов и течения жидкости в соответствии с изменениями возмущающего или управляющего воздействий. На рисунке стрелкой показано направление движения дифференциального клапана (вправо) при увеличении давления на входе в регулятор и при прикрытии дросельного крана.

Чувствительным элементом и одновременно исполнительным органом регулятора является дифференциальный клапан 3, который описывается уравнением движения или баланса сил, действующих на поршень (сил инерции, сопротивления трения, пружины, перепада давления и гидродинамической силы):

$$M_n \frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda_{mp} \frac{dx}{dt} + \gamma_{пруж} x = F_n (P_B - P_B) - N_{np} + N_{z\partial}, \quad (2.1)$$

где  $M_n$  - приведенная масса подвижной части дифференциального клапана, кг;  $x$  - координата клапана вдоль его оси, м;  $t$  - время, с;  $\lambda_{mp} = \mu l b_3 / \delta_3$  - коэффициент, учитывающий вязкое трение;  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости, Па·с;  $l = \pi d_n$  - длина окружности поршня, м;  $d_n$  - диаметр поршня, м;  $b_3$  - ширина контактирующей с втулкой кольцевой поверхности поршня, м;  $\delta_3$  - зазор между поршнем и втулкой, м;  $\gamma_{пруж}$  - жёсткость пружины, Н/м;  $F_n$  - площадь поршня, на которую действуют давления  $P_B$  и  $P_B$  - давления в полостях  $B$  и  $B$ , м<sup>2</sup>;  $N_{np}$  - предварительный натяг пружины (при  $x = 0$ ), Н;  $N_{z\partial}$  - гидродинамическая сила, действующая на клапан, Н.

Гидродинамическая сила возникает из-за того, что при течении жидкости через треугольные окна давление в узком сечении падает на величину, пропорциональную скоростному напору:

$$N_{z\partial} = c_{z\partial} \rho v^2 F_m / 2, \quad (2.2)$$

где  $c_{z\partial}$  - коэффициент гидродинамической силы;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  - скорость потока жидкости в узком сечении дросселирующих окон, м/с;  $F_m$  - эквивалентная площадь торца клапана в окрестности треугольных окон, зависящая от положения клапана, м<sup>2</sup>.

Коэффициент  $c_{z\partial}$  аналогичен коэффициентам, вводимым в гидромеханике для определения сил, действующих на обтекаемое тело, и он может быть принят приближённо. Скорость потока жидкости в узком сечении определяется её объёмным расходом на входе в регулятор:

$$v = \dot{m}_{\partial\phi} / (\rho \mu_{\partial\phi} F_{\partial\phi}), \quad (2.3)$$

где  $\dot{m}_{\partial\phi}$  - массовый расход жидкости через дифференциальный клапан (на входе в регулятор), кг/с;  $\mu_{\partial\phi}, F_{\partial\phi}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения треугольных окон, м<sup>2</sup>.

Коэффициент гидродинамической силы  $c_{2d}$  можно в первом приближении принять равным  $c_{2d} = 0,8$ , площадь  $F_m$  находится приближённо по выражению  $F_m = 8\Delta_{\text{оф}} h \sin \beta$ , где  $\Delta_{\text{оф}}$  - толщина втулки дифференциального клапана в месте дросселирования потока жидкости, м. Величина  $\Delta_{\text{оф}}$  задается из конструктивных соображений, например  $\Delta_{\text{оф}} = 3 \cdot 10^{-3}$  м. При расчёте скорости потока жидкости расход  $\dot{m}_{\text{оф}}$  следует принять равным расходу через дроссельный кран  $\dot{m}_p$ . При указанных допущениях погрешность расчёта  $N_{2d}$  будет большая, поэтому эта сила, как правило, определяется экспериментально [3] или рассчитывается путём моделирования гидродинамических процессов в программном пакете Ansys.

При выводе уравнений соединительных каналов можно принять течение жидкости ламинарным, квазистационарным, жидкость несжимаемой и учитывать только её инерцию и потери давления на трение о стенки. Для каналов, соединяющих полости  $B$  и  $B$  с входом в дроссельный кран и с его выходом, эти уравнения имеют вид:

$$L_1 \frac{d\dot{m}_1}{dt} + R_1 \dot{m}_1 = P_A - P_B; \quad (2.4)$$

$$L_2 \frac{d\dot{m}_2}{dt} + R_2 \dot{m}_2 = P_B - P_{\text{вых}}, \quad (2.5)$$

где  $L_1 = l_{\kappa 1} / F_{\kappa 1} + l_{\text{жс}} / F_{\text{жс}}$  - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость  $A$  с полостью  $B$ ,  $1/\text{м}$ ;  $l_{\kappa 1}$  - длина канала, м;  $F_{\kappa 1}$  - эквивалентная площадь проходного сечения канала,  $\text{м}^2$ ;  $l_{\text{жс}}$  - длина канала жиклёра, м;  $F_{\text{жс}}$  - площадь проходного сечения жиклёра,  $\text{м}^2$ ;  $\dot{m}_{\kappa 1}$  - массовый расход жидкости в полость  $B$ ,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $R_1 = R_{\kappa 1} + R_{\text{жс}}$ ;  $R_{\kappa 1} = 128\nu l_{\kappa 1} / (\pi d_{\kappa 1}^4)$  - гидравлическое сопротивление канала,  $1/(\text{м} \cdot \text{с})$ ;  $d_{\kappa 1}$  - эквивалентный диаметр проходного сечения канала, м;  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $R_{\text{жс}} = 128\nu l_{\text{жс}} / (\pi d_{\text{жс}}^4)$  - гидравлическое сопротивление жиклёра,  $1/(\text{м} \cdot \text{с})$ ;  $d_{\text{жс}}$  - диаметр жиклёра, м;  $P_A$  - давление жидкости в полости  $A$ , Па;

$L_2 = l_{\kappa 2} / F_{\kappa 2}$  - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость  $B$  с выходом дроссельного крана,  $1/м$ ;  $l_{\kappa 2}$  - длина канала,  $м$ ;  $F_{\kappa 2}$  - эквивалентная площадь проходного сечения канала,  $м^2$ ;  $\dot{m}_2$  - массовый расход жидкости в полость  $B$ ,  $кг/с$ ;  $R_2 = 128\nu l_{\kappa 2} / (\pi d_{\kappa 2}^4)$  - гидравлическое сопротивление канала,  $1/(м \cdot с)$ ;  $d_{\kappa 2}$  - эквивалентный диаметр проходного сечения канала из полости  $B$ ,  $м$ ;  $P_{\text{вых}}$  - давление жидкости на выходе из регулятора,  $Па$ .

Эквивалентные диаметры и площади проходных сечений каналов равны их соответствующим значениям, если каналы однородны, то есть не имеют диаметральных уступов. В противном случае эквивалентные параметры нужно определять, исходя из суммарной акустической индуктивности или сопротивления участков каналов с различными диаметрами с последующим пересчетом их в эквивалентные величины при исходной общей длине.

Расходы жидкости  $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_2$  через подводящие каналы связаны между собой и с перемещением дифференциального клапана зависимостями

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2; \quad \dot{m}_1 = \rho F_n \frac{dx}{dt}. \quad (2.6)$$

Расход жидкости через треугольные окна дифференциального клапана и дроссельный кран определяются зависимостями:

$$\dot{m}_{\text{оф}} = \mu_{\text{оф}} F_{\text{оф}}(x) \sqrt{2\rho(P_{\text{вх}} - P_A)}; \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_p = \mu_{\text{оп}} F_{\text{оп}}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{\text{вых}})}, \quad (2.8)$$

где  $P_{\text{вх}}$  - давление жидкости на входе в регулятор,  $Па$ ;  $\dot{m}_p$  - массовый расход жидкости на выходе из регулятора,  $кг/с$ ;  $\mu_{\text{оп}}$ ,  $F_{\text{оп}}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения дроссельного крана,  $м^2$ ;  $\varphi$  - угол поворота привода дроссельного крана,  $град$ .

Площадь треугольных окон дифференциального клапана связана с его ходом зависимостью

$$F_{\Delta\phi}(x) = 4(h - x)^2 \operatorname{tg} \beta, \quad (2.9)$$

где  $h$  - высота треугольных окон, м;  $\beta$  - половина угла при вершине окон, град (рис. 2.2).

Площадь проходного сечения дроссельного крана является функцией угла поворота электропривода  $F_{\Delta\phi}(\varphi)$ , и эту зависимость можно подобрать по требуемому закону изменения расхода жидкости через регулятор от угла  $\varphi$ .

Так как сжимаемость жидкости и податливость стенок регулятора не учитываются, то справедливо равенство

$$\dot{m}_{\Delta\phi} = \dot{m}_p. \quad (2.10)$$

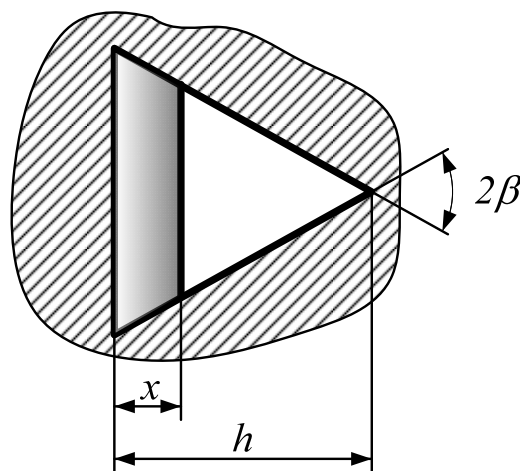


Рис. 2.2. Схема треугольного окна дифференциального клапана

Таким образом, математическая модель гидромеханического регулятора представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений (2.1)...(2.10), на основе которых можно составить методику выбора основных параметров, рассчитать статическую и динамическую характеристики.



### 3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Статическая характеристика регулятора топлива необходима для определения его статической погрешности при изменении перепада давления на нём и коэффициентов передачи (усиления) при отклонении угла поворота привода дроссельного крана, изменений давлений жидкости на его входе и выходе. Для выбора параметров и расчёта статической характеристики регулятора необходимо знать некоторые режимные параметры, задаваемые в результате расчёта топливной системы ЖРД. Эти параметры зависят от схемы и тяги двигателя, режима его работы, параметров компонентов топлива.

Расчёт статической характеристики регулятора проводится на основе представленной в главе 2 математической модели для установившегося режима, то есть когда в уравнениях производные равны нулю. При этом частью параметров приходится задаваться, исходя из соображений создания компактной конструкции регулятора и опыта разработки аналогичных регуляторов - прототипов.

Предположим, что в результате расчёта топливной системы ЖРД заданы следующие режимные параметры:

$(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}$ ,  $(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$  - минимальный и максимальный расходы горючего на выходе из регулятора в момент начала автоматической работы (НАР), кг/с;

$\Delta P_{др.НАР}$  - перепад давления на дроссельном кране в момент начала автоматической работы регулятора, Па;

$P_{вых}$  - давление на выходе из регулятора, Па;

$P_{вх.нм}$ ;  $P_{вх.нб}$  - наименьшее и наибольшее давления на входе в регулятор, Па;

индексы  $\min$  и  $\max$  во всех параметрах указывают на их принадлежность к режимам, определяемым углами поворота привода дроссельного крана  $\varphi_{\min}$  и  $\varphi_{\max}$ .

Задаются дополнительно углом при вершине треугольного окна дифференциального клапана  $2\beta$ , площадью поршня дифференциального

клапана, плотностью жидкости, а также коэффициентами расхода дроссельного крана и окон дифференциального клапана.

В процессе расчёта статической характеристики регулятора определяются площадь дроссельного крана при максимальном и минимальном углах поворота привода дроссельного крана, усилие предварительного натяга и жёсткость пружины.

Для нахождения искомых параметров и расчёта статических характеристик регулятора выводится вначале формула для определения давления  $P_A$  в полости за дифференциальным клапаном. Для этого подставив (2.7) и (2.8) в равенство (2.10) и раскрыв полученное выражение относительно  $P_A$  с учетом (2.9), будем иметь:

$$P_A = \frac{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta P_{ex} + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2 P_{вых}}{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}. \quad (3.1)$$

Если подставить выражение (3.1) в одну из формул (2.7) или (2.8), имея в виду, что  $P_{ex} - P_{вых} = \Delta P_p$ , получим зависимость для расчёта статической характеристики регулятора:

$$\dot{m}_p = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi)}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.2)$$

Статическую характеристику регулятора можно построить, если известны параметры, входящие в правую часть выражения (3.2).

Рассмотрим построение статической характеристики регулятора для случая максимального режима работы двигателя, соответствующего максимальному углу поворота дроссельного крана  $\varphi = \varphi_{\max}$ .

Площадь проходного сечения дроссельного крана  $F_{\partial p}(\varphi_{\max})$  при заданном перепаде давления на дроссельном кране  $\Delta P_{\partial p} = P_A - P_{вых}$  на

главной ступени работы двигателя, соответствующем  $\varphi = \varphi_{\max}$ , определяется по полученной из (2.8) формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_{\max}) = \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2\rho \Delta P_{\partial p.HAP}}}. \quad (3.3)$$

В формулах (3.2) и (3.3) можно принять  $\mu_{\partial p} = \mu_{\partial \varphi} = 0,65 \dots 0,70$ .

Высота  $h$  треугольного окна дифференциального клапана определяется из того условия, что регулятор вступает в работу при  $x = 0$ ,  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вх.нм}}$ ,  $\dot{m}_p = (\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$ , давлении в полости  $A$  регулятора  $P_A = P_{\text{вых}} + \Delta P_{\partial p.HAP}$ . С учетом указанных условий и равенства (2.9) уравнение (2.7) запишется в виде

$$(\dot{m}_{p.HAP})_{\max} = 4\mu_{\partial \varphi} h^2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{\text{вх.нм}} - P_{\text{вых}} - \Delta P_{\partial p.HAP})}. \quad (3.4)$$

Задавая угол при вершине треугольного окна дифференциального клапана, например  $2\beta = 150 \text{ град}$ , из формулы (3.4) можно определить величину  $h$ :

$$h = \left[ \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}}{4\mu_{\partial \varphi} \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{\text{вх.нм}} - P_{\text{вых}} - \Delta P_{\partial p.HAP})}} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.5)$$

Для расчёта статистической характеристики регулятора по формуле (3.2) неизвестна еще координата дифференциального клапана  $x$ , которая зависит от перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p$ . Для нахождения указанной зависимости  $x = f(\Delta P_p)$  можно воспользоваться уравнением баланса сил (2.1) на установившемся режиме работы регулятора, то есть когда в этом уравнении производные равны нулю, а давления  $P_B$  и  $P_B$  равны  $P_B = P_A$ ,  $P_B = P_{\text{вых}}$  (без учета гидродинамической силы  $N_{20} = 0$ ):

$$N_{np} + \gamma_{npжс} x = F_n (P_A - P_{вых}). \quad (3.6)$$

Если подставим в уравнение (3.6) выражение (3.1) для  $P_A$  и преобразуем, то получим:

$$\frac{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\max})]^2}{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{npжс} x) = \Delta P_p. \quad (3.7)$$

Площадью поршня  $F_n$  в равенстве (3.7) можно задаться из соображений реализации компактной конструкции, например  $F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . Для определения зависимости  $x = f(\Delta P_p)$ , согласно уравнению (3.7), необходимо ещё иметь значения  $N_{np}$  и  $\gamma_{npжс}$ .

Для определения силы предварительного натяга пружины  $N_{np}$  следует воспользоваться уравнением (3.6) баланса сил, действующих на поршень дифференциального клапана на установившемся режиме работы регулятора в начальный момент страгивания клапана  $x = 0$ , а перепад на дроссельном кране равен  $\Delta P_{\partial p} = \Delta P_{\partial p.HAP}$ . Тогда сила предварительного натяга пружины определится так:

$$N_{np} = F_n \Delta P_{\partial p.HAP}. \quad (3.8)$$

Для определения жесткости пружины нужно вычислить максимальный ход  $x_{н\acute{o}}$  дифференциального клапана, соответствующий максимальному перепаду давления на регуляторе  $\Delta P_{p.н\acute{o}} = P_{вх.н\acute{o}} - P_{вых}$ . Для расчёта  $x_{н\acute{o}}$  следует воспользоваться формулой (3.2), подставляя в нее  $x = x_{н\acute{o}}$ ,  $\Delta P_p = \Delta P_{p.н\acute{o}}$ , увеличив  $\dot{m}_p = (\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$  на 10 %, т.е. на величину допустимой статистической погрешности регулятора:

$$x_{нб} = h - \left\{ \frac{1,21 \mu_{др}^2 [F_{др}(\varphi_{\max})]^2 (\dot{m}_{р.НАР})_{\max}^2}{16 \mu_{дф}^2 \operatorname{tg}^2 \beta \{2 \mu_{др}^2 [F_{др}(\varphi_{\max})]^2 \rho \Delta P_{р.нб} - 1,21 (\dot{m}_{р.НАР})_{\max}^2\}} \right\}^{\frac{1}{4}} . \quad (3.9)$$

Известно, что при увеличении расхода жидкости через дроссель постоянного сечения на 10 % перепад давления на нём увеличивается примерно на 20 %, что обусловлено его квадратичной дроссельной характеристикой. Поэтому, преобразовав формулу (3.6) с учетом того, что при  $x = x_{нб}$  справедливо равенство  $(P_A - P_{вых}) = 1,2 \Delta P_{др.НАР}$ , получим:

$$\gamma_{пржс} = (1,2 F_n \cdot \Delta P_{др.НАР} - N_{пр}) / x_{нб} . \quad (3.10)$$

Итак, все параметры для решения уравнения (3.7), то есть нахождения зависимости  $x = f(\Delta P_p)$ , известны, однако оно нелинейное, поэтому целесообразно воспользоваться численным методом или обратным пересчетом, задавая значения  $x$  в диапазоне  $0 \dots x_{нб}$ . Таким образом можно построить график  $x = f(\Delta P_p)$ , затем при расчёте статической характеристики регулятора по нему определить перемещения дифференциального клапана  $x$  для заданных значений  $\Delta P_p$  (рис. 3.1).

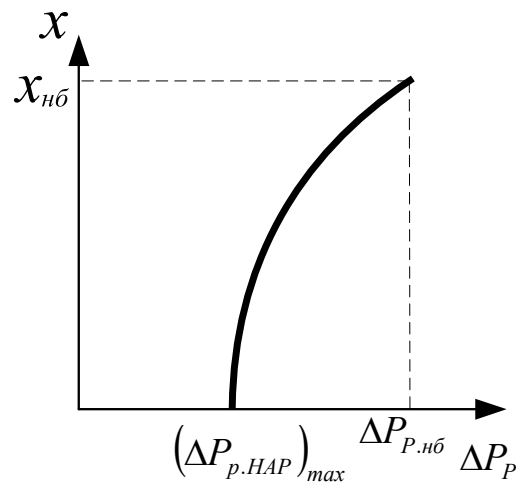


Рис. 3.1. График зависимости  $x = f(\Delta P_p)$  при  $\varphi = \varphi_{\max}$

Таким образом, для расчёта статической характеристики регулятора по каналу стабилизации при  $\varphi = \varphi_{\max}$  необходимо подставить в формулу

$$\dot{m}_{p.\max} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\max})}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\max})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p} \quad (3.11)$$

принятые в качестве исходных данных значения  $\mu_{\partial p}$ ,  $\mu_{\partial\phi}$ ,  $\rho$ ,  $\beta$ ,  $F_n$ , величины  $F_{\partial p}(\varphi_{\max})$  и  $h$ , рассчитанные соответственно по формулам (3.3) и (3.5), парные значения  $\Delta P_p$  и  $x$  (из графика на рис. 3.1) для различных  $\Delta P_p$  в диапазоне  $\Delta P_p = (\Delta P_{p.HAP})_{\max} \dots \Delta P_{p.нб}$  и построить график  $\dot{m}_{p.\max} = f(\Delta P_p)$ .

В диапазоне перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p = 0 \dots (\Delta P_{p.HAP})_{\max}$  статическая характеристика регулятора достраивается из расчёта по формуле (3.11) при  $x = 0$ :

$$\dot{m}_{p.\max} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\max})}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\max})]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p} . \quad (3.12)$$

Рассмотрим вариант построения статической характеристики регулятора при минимальном угле поворота привода дроссельного крана  $\varphi = \varphi_{\min}$ , соответствующем минимальному расходу компонента топлива  $\dot{m}_{p.\min}$ .

Для этого рассчитывается уже при определенных для варианта  $\varphi = \varphi_{\max}$  величинах  $h$ ,  $\mu_{\partial p}$ ,  $\mu_{\partial\phi}$ ,  $\rho$ ,  $\beta$ ,  $N_{np}$ ,  $\gamma_{npж}$  площадь проходного сечения дроссельного крана  $F_{\partial p}(\varphi_{\min})$  аналогично (3.3) по формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_{\min}) = \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2 \rho \Delta P_{\partial p.HAP}}} . \quad (3.13)$$

Затем воспользовавшись формулой (2.7), находим перепад давления на дифференциальном клапане  $(P_{ex} - P_A)_{HAP}$  в момент начала его страгивания, то есть при  $x = 0$  с учетом того, что  $\dot{m}_{\partial\phi} = (\dot{m}_{p.HAP})_{\min}$ :

$$(P_{ex} - P_A)_{HAP} = \frac{(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}^2}{2\rho\mu_{\partial\phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (3.14)$$

При известном перепаде давления на дифференциальном клапане  $(P_{ex} - P_A)_{HAP}$  перепад давления на регуляторе в момент начала страгивания дифференциального клапана будет равен

$$(\Delta P_{p.HAP})_{\min} = \Delta P_{\partial p.HAP} + (P_{ex} - P_A)_{HAP}.$$

Расчёт статической характеристики регулятора при  $\varphi = \varphi_{\min}$  в диапазоне перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p = 0 \dots (\Delta P_{p.HAP})_{\min}$  следует вести аналогично (3.12) по формуле

$$\dot{m}_{p.\min} = \frac{4\mu_{\partial\phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\min})}{\sqrt{16\mu_{\partial\phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}} \sqrt{2\rho \Delta P_p}, \quad (3.15)$$

а в диапазоне выше  $\Delta P_p = (\Delta P_{p.HAP})_{\min} \dots \Delta P_{p.\text{нб}}$  по формуле

$$\dot{m}_{p.\min} = \frac{4\mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_{\min})}{\sqrt{16\mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}} \sqrt{2\rho \Delta P_p}. \quad (3.16)$$

Однако при расчёте характеристики регулятора по формуле (3.16) необходимо знать зависимость положения дифференциального клапана  $x$  от перепада давления на регуляторе  $\Delta P_p$ , но только уже при  $\varphi = \varphi_{\min}$ ,

которая может быть построена аналогично случаю, рассчитанному при  $\varphi = \varphi_{\max}$ , по формуле

$$\frac{16 \mu_{\partial\varphi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_{\min})]^2}{16 \mu_{\partial\varphi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{np\text{жс}} x) - \Delta P_p = 0. \quad (3.17)$$

Такая характеристика представлена на рис. 3.2.

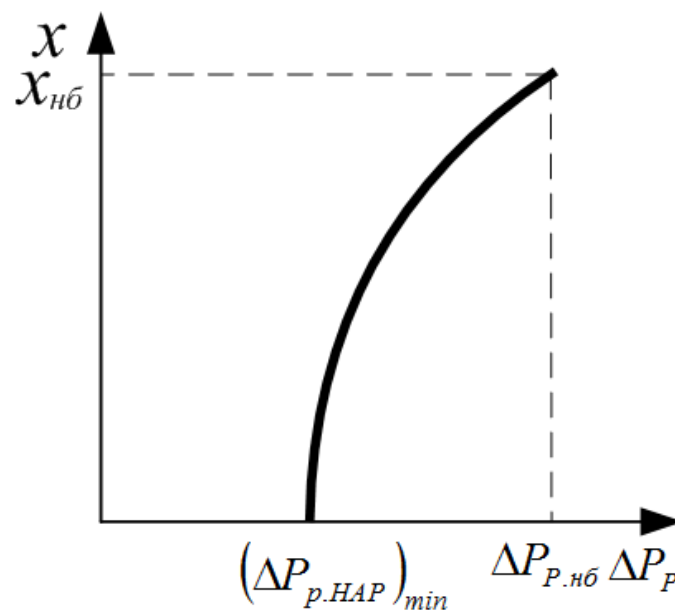


Рис. 3.2. График зависимости  $x = f(\Delta P_p)$  при  $\varphi = \varphi_{\min}$

Таким образом, в результате расчёта по формулам (3.11), (3.12), (3.15), (3.16) можно построить статические характеристики регулятора (рис. 3.3).

По построенным статическим характеристикам регулятора при различных значениях угла привода дроссельного крана можно определить его погрешность поддержания заданного расхода горючего при изменении перепада давления на нём.

Известно, что гидродинамическая сила снижает статизм регулятора, поэтому, чтобы оценить насколько она влияет на статическую характеристику регулятора, необходимо рассчитать её и учесть в уравнении баланса сил (3.5).



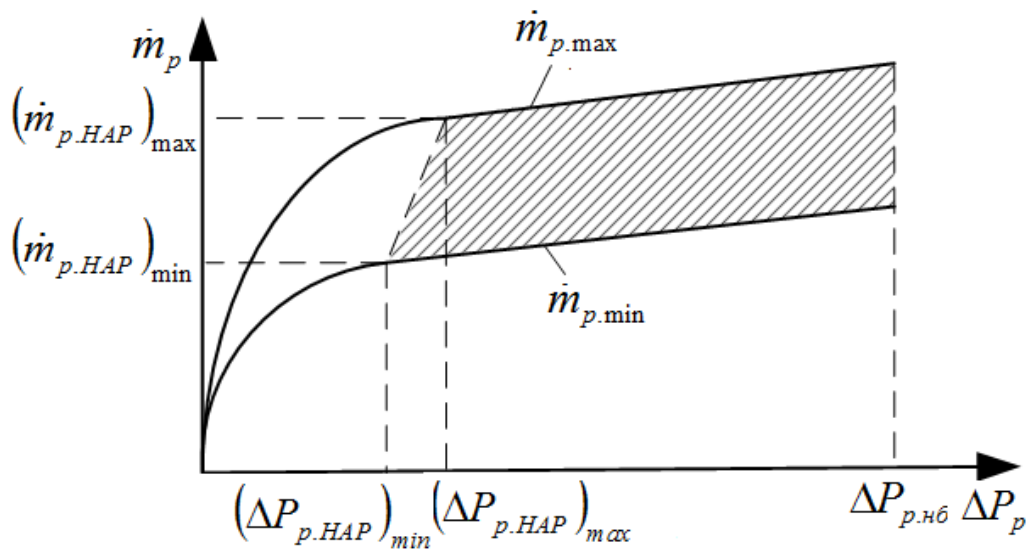


Рис. 3.3. Статические характеристики регулятора в режиме стабилизации: нижний график соответствует  $\varphi_{\min} = const$ ; верхний график соответствует  $\varphi_{\max} = const$ ; заштрихованная область соответствует рабочей зоне регулятора

Построенные на рис. 3.3 характеристики относятся к режиму стабилизации работы ЖРД. Для управления тягой двигателя или ракетой нужно знать еще характеристику регулятора в режиме управления, то есть изменение расхода горючего при изменении угла поворота привода дроссельного крана. Предположим, что такая характеристика задается на номинальном режиме работы регулятора, соответствующем перепаду давления на нём  $(\Delta P_p)_0 = [(\Delta P_{p.HAP})_{\max} + \Delta P_{p.n6}] / 2 = const$  (см. рис. 3.3). Указанная характеристика может быть линейной или нелинейной. Нелинейность характеристики используется для изменения коэффициента передачи регулятора с целью коррекции динамических свойств (устойчивости) ЖРД.

В первом приближении можно принять расходную характеристику регулятора линейной, соответствующей рис. 3.4 или формуле

$$\dot{m}_p = (\dot{m}_p)_0 + k_m(\varphi - \varphi_0), \quad (3.18)$$

где  $(\dot{m}_p)_0$  - постоянная составляющая расхода горючего через дроссельный кран при  $\varphi = \varphi_0$ , реализующаяся после срабатывания пиропатрона и перехода регулятора с режима предварительной ступени тяги ЖРД на главную ступень;  $k_m$  - коэффициент передачи привода дроссельного крана, который может быть назначен из условия

$$k_m = (\dot{m}_{p.\max} - \dot{m}_{p.\min}) / (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}). \quad (3.19)$$

В формуле (3.19) можно принять  $\varphi_{\min} = 0$ ,  $\varphi_{\max} = 180$  град, а значения  $\dot{m}_{p.\min}$  и  $\dot{m}_{p.\max}$  определить по статической характеристике регулятора при  $\Delta P_p = (\Delta P_p)_0$ .

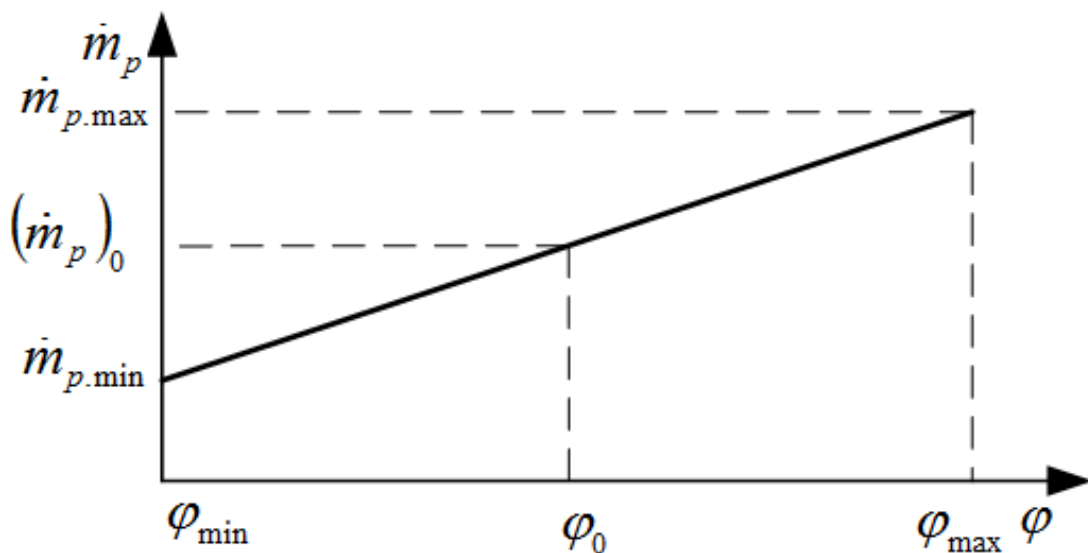


Рис. 3.4. Расходная характеристика регулятора в режиме управления

Для реализации характеристики, представленной на рис. 3.4, необходимо предусмотреть соответствующее изменение площади дроссельного крана от угла поворота его привода (рис. 3.5).

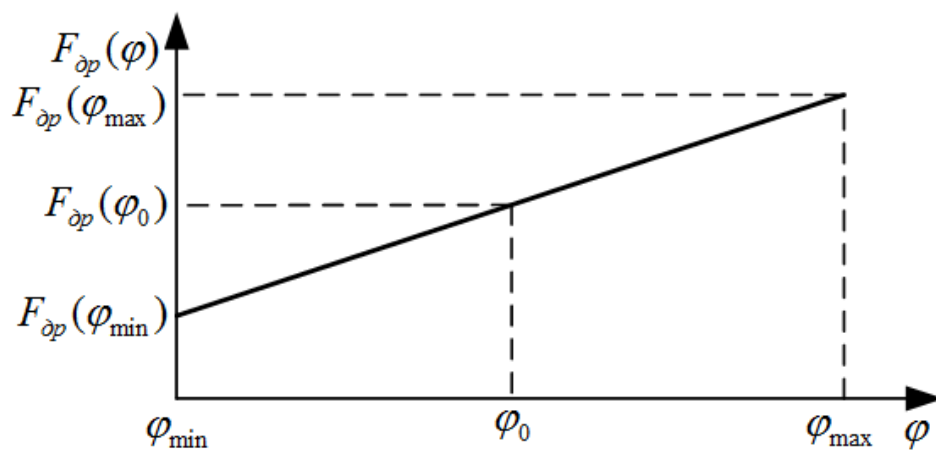


Рис. 3.5. Зависимость площади проходного сечения дроссельного крана регулятора от угла поворота его привода

Рассчитанные статические характеристики регулятора будут в дальнейшем использованы при расчёте его динамических характеристик.

#### 4. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Частотные характеристики регулятора ЖРД используются при оценке устойчивости САУ ЖРД, построении области её устойчивости в плоскости одного или двух параметров. Для расчёта частотных характеристик регулятора используется выведенная в главе 2 его математическая модель, в которую входят нелинейные уравнения, в частности для дроссельного крана и дифференциального клапана. Для линеаризации нелинейных характеристик можно воспользоваться методом малых отклонений в окрестности параметров, соответствующих исследуемому режиму работы регулятора.

Система линеаризованных дифференциальных и алгебраических уравнений регулятора в малых отклонениях записывается на основе уравнений его математической модели (2.1), (2.4)...(2.10) (без учета гидродинамической силы):

$$\left. \begin{aligned} M_n \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \lambda_{mp} \frac{d \Delta x}{dt} + \gamma_{np} \Delta x &= F_n (\Delta P_B - \Delta P_B); \\ L_1 \frac{d \Delta \dot{m}_1}{dt} + (R_{\kappa 1} + R_{\text{жс}}) \Delta \dot{m}_1 &= \Delta P_A - \Delta P_B; \\ L_2 \frac{d \Delta \dot{m}_2}{dt} + R_{\kappa 2} \Delta \dot{m}_2 &= \Delta P_B - \Delta P_{\text{вых}}; \\ \Delta \dot{m}_1 = \Delta \dot{m}_2; \quad \Delta \dot{m}_2 &= \rho F_n \frac{d \Delta x}{dt}; \end{aligned} \right\} \quad (4.1)$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{оф}} = \frac{(\dot{m}_{\text{оф}})_0}{(F_{\text{оф}})_0} \Delta F_{\text{оф}} + \frac{(\dot{m}_{\text{оф}})_0}{2(P_{\text{вх}} - P_A)} [\Delta P_{\text{вх}} - \Delta P_A]; \quad (4.2)$$

$$\Delta \dot{m}_p = \frac{(\dot{m}_p)_0}{[F_{\text{оп}}(\varphi)]_0} \Delta F_{\text{оп}} + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(P_A - P_{\text{вых}})_0} [\Delta P_A - \Delta P_{\text{вых}}]; \quad (4.3)$$

$$\Delta \dot{m}_{\text{оф}} = \Delta \dot{m}_p, \quad (4.4)$$

где

$$\Delta F_{\text{оф}} = \frac{2(F_{\text{оф}})_0}{(h-x)_0} \Delta x; \quad \Delta F_{\text{оп}} = \left[ \frac{\partial F_{\text{оп}}}{\partial \varphi} \right]_0 \Delta \varphi; \quad (\dot{m}_{\text{оф}})_0 = (\dot{m}_p)_0. \quad (4.5)$$

Индекс “О” в обозначениях параметров указывает на то, что они соответствуют номинальному (расчётному) значению.

В результате преобразований систему уравнений (4.1) можно свести к одному уравнению дифференциального клапана как колебательного типового звена:

$$\begin{aligned} & \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_1 + L_2) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[ \lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_{\kappa 1} + R_{\kappa 2} + R_{жс}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \\ & + \gamma_{npжс} x = F_n (\Delta P_A - \Delta P_{\text{вых}}). \end{aligned} \quad (4.6)$$

Приравняв выражения (4.2) и (4.3) в соответствии с (4.4), получим уравнение относительно  $\Delta P_A$ :

$$\begin{aligned} \Delta P_A = & \frac{(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вх}} + \frac{(P_{\text{вх}} - P_A)_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вых}} - \frac{4(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (h - x)_0} \Delta x - \\ & - \frac{2(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (F_{\text{др.к}})_0} \left( \frac{\partial F_{\text{др}}}{\partial \varphi} \right)_0 \Delta \varphi. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Подставив в уравнения (4.6) и (4.3) вместо  $\Delta P_A$  выражение (4.7), получим:

$$\begin{aligned} & \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_1 + L_2) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[ \lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_{\kappa 1} + R_{\kappa 2} + R_{жс}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \\ & + \left[ \gamma_{npжс} + \frac{4(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (h - x)_0} \right] \Delta x = \frac{F_n (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вх}} - \\ & - \frac{F_n (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вых}} - \frac{2F_n (P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (F_{\text{др}})_0} \left( \frac{\partial F_{\text{др}}}{\partial \varphi} \right)_0 \Delta \varphi ; \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} \Delta \dot{m}_p = & \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{ex} - \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta P_{вых} - \\ & \frac{2(P_{ex} - P_A)(\dot{m}_p)_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0(h-x)_0} \Delta x + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{dp})_0} \left( \frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0 \times \\ & \times \frac{(P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0} \Delta \varphi. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Уравнения (4.8) и (4.9) полностью определяют динамические свойства регулятора расхода компонента топлива в малых отклонениях.

Разделив равенство (4.8) на коэффициент при  $\Delta x$ , можно получить классическое выражение для дифференциального клапана:

$$T_p^2 \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + 2T_p \zeta \frac{d \Delta x}{dt} + \Delta x = K_1 (\Delta P_{ex} - \Delta P_{вых}) - K_2 \Delta \varphi, \quad (4.10)$$

где  $T_p = \left\{ \frac{M_n + \rho F_n^2 (L_1 + L_2)}{\gamma_{пржс} + \frac{4F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h-x)_0}} \right\}^{\frac{1}{2}}$  - постоянная времени

регулятора расхода, с;

$$\zeta = \frac{\lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_{к1} + R_{к2} + R_{жс})}{2 \left\{ \left[ M_n + \rho F_n^2 (L_1 + L_2) \right] \left[ \gamma_{пржс} + \frac{4F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h-x)_0} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (4.11)$$

- коэффициент демпфирования;

$$K_1 = \frac{F_n (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 \left[ \gamma_{пржс} + \frac{4F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0 (h-x)_0} \right]}, \quad (4.12)$$

- коэффициенты передачи дифференциального клапана по перепаду давления м/Па;

$$K_2 = \frac{2F_n(P_{\text{вх}} - P_A)_0(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0(F_{\partial p})_0 \left[ \gamma_{\text{пржс}} + \frac{4F_n(P_{\text{вх}} - P_A)_0(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0(h-x)_0} \right]} \left( \frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \varphi} \right)_0, \quad (4.13)$$

- коэффициент передачи дифференциального клапана по углу поворота дроссельного крана, м/град.

Аналогично можно представить уравнение (4.9), вводя новые обозначения коэффициентов:

$$\Delta \dot{m}_p = K_3(\Delta P_{\text{вх}} - \Delta P_{\text{вых}}) - K_4 \Delta x + K_5 \Delta \varphi, \quad (4.14)$$

где

$$K_3 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{Па)} \quad (4.15)$$

$$K_4 = \frac{2(P_{\text{вх}} - P_A)_0(\dot{m}_p)_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0(h-x)_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{м)} \quad (4.16)$$

$$K_5 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{\partial p})_0} \left( \frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \varphi} \right)_0 \frac{(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{град)} \quad (4.17)$$

- коэффициенты передачи.

Исследование динамических свойств облегчается, если воспользоваться операторным методом [6]. Для этого необходимо представить уравнения (4.10) и (4.14) в операторной форме при нулевых начальных условиях:

$$(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) \Delta \tilde{x} = K_1(\Delta \tilde{P}_{\text{вх}} - \Delta \tilde{P}_{\text{вых}}) - K_2 \Delta \tilde{\varphi}, \quad (4.18)$$

$$\Delta \tilde{\dot{m}}_p = K_3(\Delta \tilde{P}_{\text{вх}} - \Delta \tilde{P}_{\text{вых}}) - K_4 \Delta \tilde{x} + K_5 \Delta \tilde{\varphi}, \quad (4.19)$$

где  $s$  - оператор в преобразовании Лапласа; волнистая черточка над параметрами означает, что они представлены в операторной форме.

Представим уравнение (4.13) в следующем виде:

$$\Delta\tilde{x} = W_x(s) \left[ (\Delta\tilde{P}_{вх} - \Delta\tilde{P}_{вых}) - \frac{K_2}{K_1} \Delta\tilde{\varphi} \right], \quad (4.20)$$

где

$$W_x(s) = \frac{K_1}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1}, \text{ м/Па} \quad (4.21)$$

- передаточная функция дифференциального клапана по перепаду давления жидкости на регуляторе.

Если подставить в равенство (4.19) вместо  $\Delta\tilde{x}$  выражение (4.20), то получим уравнение для расчёта отклонения расхода компонента топлива при возмущающем и управляющем воздействиях:

$$\Delta\tilde{m}_p = [K_3 - K_4 W_x(s)] (\Delta\tilde{P}_{вх} - \Delta\tilde{P}_{вых}) + \left[ K_5 + W_x(s) \frac{K_2 K_4}{K_1} \right] \Delta\tilde{\varphi}. \quad (4.22)$$

Эту же зависимость можно было бы получить в результате преобразования структурной схемы регулятора, построенной по уравнениям (4.19), (4.20) и представленной на рис. 4.1.

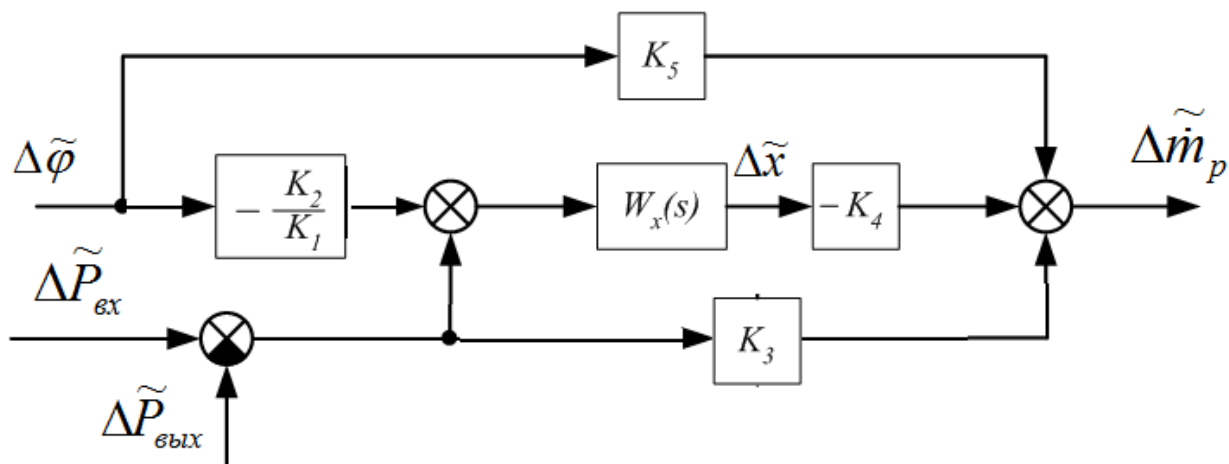


Рис. 4.1. Структурная схема гидромеханического регулятора прямого действия



Структурная схема регулятора позволяет получить его частотные характеристики и в дальнейшем ЖРД с регулируемым параметром по расходу компонента топлива в газогенератор с использованием программного пакета Matlab/Simulink [7, 8] или других пакетов, например, МВТУ [9].

Из уравнения (4.22) можно получить передаточные функции регулятора, соответствующие режимам стабилизации и управления. В режиме стабилизации регулятор стремится поддерживать заданный расход жидкости независимо от перепада давления  $\Delta(\Delta\tilde{P}_p) = \Delta\tilde{P}_{вх} - \Delta\tilde{P}_{вых}$  и для данного режима передаточная функция будет равна (при предположении  $\Delta\tilde{\varphi}_{др.к} = 0$ ):

$$W_{\Delta p}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta(\Delta\tilde{P}_p)} = K_3 - K_4 W_x(s). \quad (4.23)$$

В режиме управления расход жидкости на выходе из регулятора будет пропорционален углу поворота дроссельного крана (при предположении  $\Delta(\Delta P_p) = 0$ ) и для этого режима передаточная функция имеет вид

$$W_{\varphi}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta\tilde{\varphi}} = K_5 + W_x(s) \frac{K_2 K_4}{K_1}. \quad (4.24)$$

Используя выражения (4.23), (4.24), можно построить частотные характеристики регулятора расхода и оценить его динамические свойства по поддержанию заданного перепада давления на нём и возможности управления расходом компонента топлива. Для этого используются частотные функции:

$$W_{\Delta p}(j\omega) = K_3 - K_p W_x(j\omega); \quad (4.25)$$

$$W_{\varphi}(j\omega) = K_5 + W_x(j\omega) \frac{K_2 K_4}{K_1}; \quad (4.26)$$

где  $W_x(j\omega) = \frac{K_1}{(1 - T_p^2 \omega^2) + j2T_p \zeta \omega}$ .

Изложенная выше линеаризованная модель регулятора расхода компонента топлива позволяет в первом приближении выбрать его параметры и рассчитать его динамические характеристики. Однако известно, что практически любой агрегат имеет элементы с нелинейными характеристиками. Если в агрегате имеется такой элемент, то необходимо оценить влияние нелинейности на расхождение его частотных характеристик. Такая оценка при исследовании характеристик регулятора необходима в связи с жесткими требованиями к ЖРД как исполнительному органу в системе управления и стабилизации ракеты.

Существенно нелинейными элементами, приводящими к расхождению статических и частотных характеристик регулятора, являются подвижные элементы с сухим трением, гидравлические дроссели в тупиковых полостях. Из анализа расчётной схемы регулятора (см. рис. 2.1) следует, что в нём нелинейным элементом является демпфирующий жиклёр. Как показывают экспериментальные данные, на демпфирующем жиклёре реализуется турбулентный режим движения жидкости, соответствующий квадратичному закону гидравлических потерь (рис. 4.2).

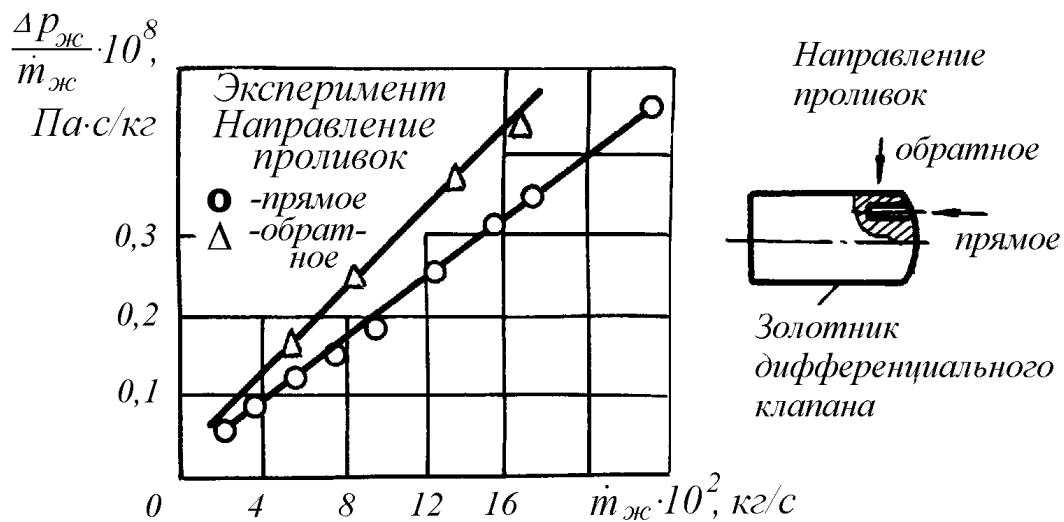


Рис. 4.2. Зависимость гидравлического сопротивления жиклёра регулятора от расхода компонента топлива

На рис. 4.2 обозначены:  $\Delta P_{ж}$  - перепад давления жидкости на жиклѐре;  $\dot{m}_{ж}$  - массовый расход жидкости через жиклѐр.

В таких малопроточных цепях возникают эффекты, приводящие к зависимости статических и частотных характеристик регулятора от величины и формы входного воздействия. Если в тупиковой цепи с демпфирующим жиклѐром существует постоянный поток жидкости, например из-за наличия зазоров в подвижных элементах дифференциального клапана, то он будет способствовать линеаризации дроссельной характеристики жиклѐра методом малых отклонений.

Имеются методики уточненного расчѐта, позволяющие оценить отклонение частотных характеристик регулятора расхода топлива при изменении амплитуды перепада давления на нём, а также дать рекомендации по организации постоянного потока жидкости через демпфирующий жиклѐр для обеспечения линейности его характеристики [3].

## 5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА ЖРД С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПАРАМЕТРОМ ПО РАСХОДУ КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Для составления уравнения ЖРД с регулируемым параметром по расходу компонента топлива в газогенератор необходимо к равенству (4.17) добавить уравнения двигателя, связывающие расход на выходе из регулятора  $\Delta \dot{m}_p$  (в качестве входного параметра) с  $\Delta P_{ex}$  и  $\Delta P_{вых}$ . Известно, что компонент горючее подается в газогенератор и изменение этого расхода может привести к изменению давления  $\Delta P_{вых}$ . Учитывая сложность динамических процессов в ЖРД, примем допущение о том, что давление в газогенераторе постоянное, а изменение энергии потока газа на его выходе связано в основном с изменением температуры. Тогда можно связать давление на выходе из регулятора  $\Delta P_{вых}$  с расходом  $\Delta \dot{m}_p$  уравнением граничных условий, определяемым перепадом давления на форсунках газогенератора [1, 2]:

$$\dot{m}_p = \mu_{\phi.22} F_{\phi.22} \sqrt{P_{вых} - P_{22}}, \quad (5.1)$$

где  $\mu_{\phi.22}, F_{\phi.22}$  - коэффициент расхода и площадь проходного сечения форсунок газогенератора,  $m^2$ ;  $P_{22}$  - давление в газогенераторе, Па.

В результате линеаризации уравнения (5.1) методом малых отклонений при условии  $P_{22} = const$  можно получить:  $\Delta P_{вых} = K_6 \Delta \dot{m}_p$ , или в операторной форме

$$\Delta \tilde{P}_{вых} = K_6 \Delta \tilde{\dot{m}}_p, \quad (5.2)$$

где  $K_6 = 2(P_{вых} - P_{22})_0 / (\dot{m}_p)_0$  - коэффициент передачи топливных форсунок газогенератора, Па·с/кг.

На вход регулятора топливо подается дополнительным центробежным насосом, ротор которого жестко связан и вращается вместе с ротором ТНА. Известно, что основной характеристикой центробежного насоса является его напорная характеристика, выражающая связь давления на его выходе (или на входе в регулятор) с частотой вращения и расходом жидкости. С точки зрения динамических свойств насоса и регулятора можно с уверенностью полагать, что сопротивление насоса (со стороны его выхода) мало по сравнению с сопротивлением регулятора, на котором дросселируется большой перепад давления. В связи с этим можно считать, что расход компонента топлива в основном определяется частотой вращения привода топливного насоса. При таком допущении изменение давления на входе в регулятор можно описать уравнением апериодического типового звена в операторной форме:

$$\Delta\tilde{P}_{вх} = W_{БК}(s)\Delta\tilde{m}_p, \quad (5.3)$$

где  $W_{БК}(s) = \frac{K_7}{T_2s + 1}$  – передаточная функция, связывающая изменения давления на входе в регулятор с объёмным расходом компонента топлива через него, Па·с/кг;  $K_7$  – коэффициент передачи, Па·с/кг;  $T_2$  – постоянная времени цепи обратной связи внутреннего контура, зависящая в основном от инерционности ротора турбонасосного агрегата, с.

Такая же форма описания процессов в ЖРД без регулятора дана в работе [2], в которой представлены соответствующие экспериментальные характеристики.

Таким образом, местный или внутренний контур ЖРД, включающий регулятор как объект регулирования с регулируемым параметром в виде расхода компонента топлива, с обратными связями по давлению на выходе из дополнительного центробежного насоса (на входе в регулятор) и на входе в газогенератор (на выходе регулятора) можно представить в виде структурной схемы на рис. 5.1.

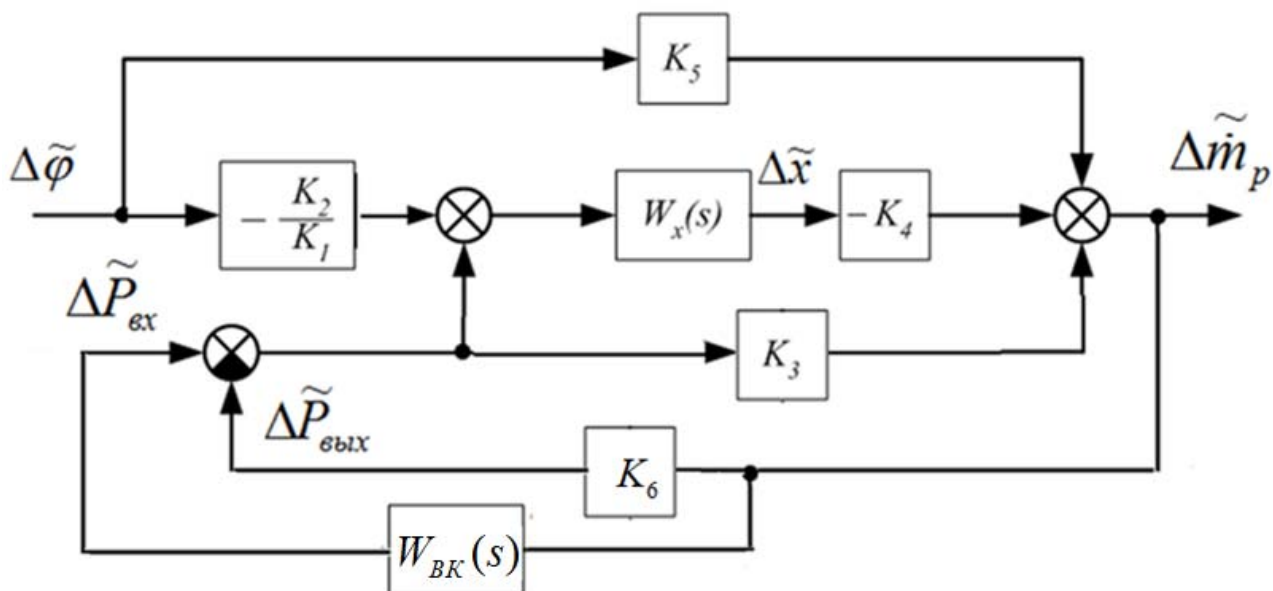


Рис. 5.1. Структурная схема внутреннего контура ЖРД с регулируемым параметром по расходу компонента топлива в газогенератор

Для исследования устойчивости внутреннего контура ЖРД (рис. 5.1) необходимо определить его передаточную функцию по управляющему воздействию. Передаточную функцию САР с объектом регулирования в виде регулятора компонента топлива можно определить, воспользовавшись уравнениями (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) или по структурной схеме ЖРД (рис. 5.1).

Если выбрать в качестве выходного параметра САР приращение расхода топлива  $\Delta\tilde{m}_p$ , то при управляющем воздействии после преобразований (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) будем иметь:

$$\Delta\tilde{m}_p = \frac{[K_5(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) + K_2 K_4](T_2 s + 1)}{\left\{ (T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1)[(1 + K_3 K_6)(T_2 s + 1) - \right.} \Delta\tilde{\varphi}. \quad (5.4)$$

$$\left. \left. [-K_3 K_7] + K_1 K_4 K_7 - K_1 K_4 K_6 (T_2 s + 1) \right\} }$$

После приведения уравнения (5.4) к стандартному виду можно получить

$$\Delta\tilde{m}_p = W_{\dot{m}/\varphi}(s) \Delta\tilde{\varphi}, \quad (5.5)$$

где  $W_{in/\varphi}(s) = \frac{B(s)}{D(s)}$  - передаточная функция внутреннего контура ЖРД;

$B(s) = b_0s^3 + b_1s^2 + b_2s + b_3$  - оператор управляющего воздействия;

$D(s) = a_0s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3$  - собственный оператор системы.

Коэффициенты в выражениях членов полинома числителя  $B(s)$  и знаменателя  $D(s)$  в соотношении (5.5) равны:

$$b_0 = K_5 T_p^2 T_2;$$

$$b_1 = K_5 (2T_2 \zeta + T_p) T_p;$$

$$b_2 = (K_5 + K_2 K_4) T_2 + 2K_5 T_p \zeta;$$

$$b_3 = K_5 + K_2 K_4;$$

$$a_0 = (1 + K_3 K_6) T_p^2 T_2;$$

$$a_1 = 2(1 + K_3 K_6) T_2 T_p \zeta + [1 + K_3 (K_6 - K_7)] T_p^2;$$

$$a_2 = [1 + K_6 (K_3 - K_1 K_4)] T_2 + 2[1 + K_3 (K_6 - K_7)] T_p \zeta;$$

$$a_3 = 1 + (K_3 - K_1 K_4) (K_6 - K_7).$$

При определенных сочетаниях параметров внутренний контур ЖРД может потерять устойчивость. Для стабилизации внутреннего контура ЖРД необходимо изменять его параметры или структуру.

На практике идут по пути наименьших затрат – изменяют параметры регулятора, причём такие, которые не затрагивают корпусные или другие сложные его элементы.

Анализ устойчивости внутреннего контура ЖРД удобно проводить методом D-разбиения [3, 6], который позволяет выделить области изменения параметров, соответствующие устойчивой системе.

Области устойчивости в плоскости одного или двух параметров строятся на основе собственного оператора, приравнивая его к нулю, то есть при  $D(s)=0$  или

$$a_0s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3 = 0. \tag{5.6}$$

В коэффициенты собственного оператора входят параметры, в плоскости которых строится D-разбиение. Легко изменяемым параметром регулятора является коэффициент демпфирования  $\zeta$ , поэтому целесообразно строить D-разбиение в плоскости этого параметра. Для этого необходимо приравнять к нулю собственный оператор и выделить в нём в явном виде коэффициент демпфирования  $\zeta$ .

После указанных действий получим:

$$\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_2 s + \beta_3 + (\beta_4 s^2 + \beta_5 s)\zeta = 0, \quad (5.7)$$

где

$$\beta_0 = a_0;$$

$$\beta_1 = [1 + K_3(K_6 - K_7)]T_p^2;$$

$$\beta_2 = [1 + K_6(K_3 - K_1 K_4)]T_2;$$

$$\beta_3 = a_3;$$

$$\beta_4 = 2(1 + K_3 K_6)T_2 T_p ;$$

$$\beta_5 = 2[1 + K_3(K_6 - K_7)]T_p.$$

Из равенства (5.7) следует:

$$\zeta = -\frac{\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_2 s + \beta_3}{\beta_4 s^2 + \beta_5 s}. \quad (5.8)$$

Для построения D-разбиения в плоскости параметра  $\zeta$  необходимо в (5.8) подставить  $s = j\omega$  и выделить в нём действительную и мнимую части:

$$\zeta = \frac{(\beta_3 - \beta_1 \omega^2) + j\omega(\beta_2 - \beta_0 \omega^2)}{\beta_4 \omega^2 - j\beta_5 \omega} = \text{Re } \zeta + j\text{Im } \zeta,$$

где

$$\text{Re } \zeta = \frac{\beta_4 \omega^2 (\beta_3 - \beta_1 \omega^2) - \beta_5 \omega^2 (\beta_2 - \beta_0 \omega^2)}{(\beta_4 \omega^2)^2 + (\beta_5 \omega)^2} \quad (5.9)$$



- вещественная часть коэффициента  $\zeta$ ,

$$Jm\zeta = \frac{\beta_4\omega^3(\beta_2 - \beta_0\omega^2) + \beta_5\omega(\beta_3 - \beta_1\omega^2)}{(\beta_4\omega^2)^2 + (\beta_5\omega)^2} \quad (5.10)$$

- мнимая часть коэффициента  $\zeta$ .

Задаваясь рядом значений частоты  $\omega$  от 0 до  $\pm\omega_{\max}$ , определяют по выражениям (5.9) и (5.10)  $Re\zeta$  и  $Jm\zeta$ , а затем строят границу D-разбиения в комплексной плоскости  $\zeta$ . При этом за максимальное значение частоты, до которой нужно вести расчёты, можно принять  $\omega_{\max} \approx 10/T_p$ .

Штриховку границы D-разбиения производят с левой стороны от кривой D-разбиения по мере возрастания частоты  $\omega$ . Переход с заштрихованной стороны границы D-разбиения в незаштрихованную будет означать переход корня характеристического уравнения из левой полуплоскости корней в правую, то есть внутренний контур ЖРД станет неустойчивым. Исходя из указанного условия, в плоскости  $\zeta$  выделяют область с наибольшим числом корней в левой полуплоскости, и данная область является областью возможной устойчивости внутреннего контура ЖРД.

Выбирая какое-либо значение параметра  $Re\zeta$  из выделенной таким образом области, подставляют его в коэффициенты собственного оператора и проверяют устойчивость системы по какому-либо из критериев устойчивости. Для системы с уравнением третьего порядка наиболее простым является критерий устойчивости Рауса–Гурвица [6]. Для устойчивости системы по данному критерию необходимо и достаточно, чтобы при положительных значениях коэффициентов  $a_0, a_1, a_2, a_3$  удовлетворялось неравенство

$$a_1a_2 - a_0a_3 > 0. \quad (5.11)$$

Если удовлетворяется неравенство (5.11), то это означает, что выделенная область является областью устойчивости, то есть при всех  $\zeta$ ,

взятых из этой области, внутренний контур ЖРД будет устойчив. Если же неравенство (5.11) не выполняется, то система является структурно неустойчивой, то есть нельзя такую систему сделать устойчивой простым изменением коэффициентов. Тогда требуется введение корректирующих элементов или изменение структуры системы.

Известно, что если в структуре системы регулирования присутствует консервативное звено, то есть колебательное типовое звено с нулевым демпфированием ( $\zeta = 0$ ), то при порядке собственного оператора меньше четырех система будет структурно неустойчивой. Для данного случая, то есть когда  $n = 3$  и  $\zeta = 0$ , коэффициенты собственного оператора будут равны:

$$\begin{aligned} a_0 &= (1 + K_3 K_6) T_p^2 T_2; \\ a_1 &= [1 + K_3 (K_6 - K_7)] T_p^2; \\ a_2 &= [1 + K_6 (K_3 - K_1 K_4)] T_2; \\ a_3 &= 1 + (K_3 - K_1 K_4) (K_6 - K_7). \end{aligned}$$

Подстановка коэффициентов в неравенство (5.11) и его преобразование даст  $a_1 a_2 - a_0 a_3 = -K_1 K_4 K_7 T_p^2 T_2 < 0$ , т.е. система при  $\zeta = 0$  является неустойчивой, причем при любых положительных величинах  $K_1, K_4, K_7, T_p, T_2$ . Из этих соображений следует, что коэффициент демпфирования должен быть больше нуля, причем с определенным запасом. Запас устойчивости необходим для обеспечения устойчивости системы при принятых упрощающих допущениях в математической модели регулятора, технологического разброса размеров при изготовлении деталей и отклонениях в работе ЖРД от расчётного режима.

Для того чтобы оценить влияние режима работы внутреннего контура ЖРД на его устойчивость, необходимо построить D-разбиение для нескольких режимов, характеризующихся соответствующими номинальными значениями параметров, например  $(\dot{m}_p)_0$ ,  $(P_{вх} - P_{вых})_0$ .

При известном значении коэффициента демпфирования  $\zeta$ , при котором внутренний контур ЖРД устойчив, можно по формуле (4.8) определить, задавшись рядом параметров, требуемое гидравлическое сопротивление жиклёра  $R_{ж}$  и далее его размеры, например диаметр его проходного сечения  $d_{ж} = (128\mu l_{ж} / (\pi R_{ж}))^{0.25}$ , м.

Таким образом, реализовав требуемые геометрические параметры жиклёра, можно обеспечить устойчивость внутреннего контура ЖРД, причём с определенным запасом. Однако при выбранных параметрах регулятора не всегда удастся удовлетворить качеству переходного процесса. В этом случае желательно иметь еще хотя бы один варьируемый параметр регулятора.

В качестве такого параметра часто используется коэффициент передачи дифференциального клапана регулятора  $K_1$ , а через него и другой физический параметр, например, жёсткость пружины  $\gamma_{прж}$  или площадь поршня  $F_n$  клапана. Такой подход реализуется построением D-разбиения в плоскости двух параметров, например  $\zeta$  и  $K_1$ . Для такого построения искомые параметры  $\zeta$  и  $K_p$  выделяются в собственном операторе в явном виде:

$$(\psi_1 s^2 + \psi_2 s)\zeta - 2(\psi_3 s + \psi_4)K_1 + (\psi_5 s^3 + \psi_6 s^2 + \psi_7 s + \psi_8) = 0, \quad (5.12)$$

где

$$\psi_1 = \beta_4;$$

$$\psi_2 = \beta_5;$$

$$\psi_3 = K_4 K_6 T_2;$$

$$\psi_4 = K_4 (K_6 - K_7);$$

$$\psi_5 = [1 + K_3 (K_6 - K_7)] T_p^2 T_2 ;$$

$$\psi_6 = [1 + K_3 (K_6 - K_7)] T_p^2 ;$$

$$\psi_7 = (1 + K_3 K_6) T_2 ;$$

$$\psi_8 = 1 + K_3 (K_6 - K_7) .$$

Заменив в (5.12)  $s = j\omega$  и приравняв к нулю действительную и мнимую части, можно получить

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 \omega^2 \zeta + 2\psi_4 K_1 &= \psi_8 - \psi_6 \omega^2 \\ \psi_2 \omega \zeta - 2\psi_3 \omega K_1 &= \omega(\psi_5 \omega^2 - \psi_7) \end{aligned} \right\}. \quad (5.13)$$

Из решения системы из двух уравнений с двумя неизвестными  $\zeta$  и  $K_p$  следует:

$$K_p = \frac{\Delta_K}{\Delta}; \quad \zeta = \frac{\Delta_\zeta}{\Delta}, \quad (5.14)$$

где  $\Delta = \begin{pmatrix} \psi_1 \omega^2 & 2\psi_4 \\ \psi_2 \omega & -2\psi_3 \omega \end{pmatrix} = -2\omega(\psi_1 \psi_3 \omega^2 + \psi_2 \psi_4)$  - определитель системы уравнений;

$$\Delta_K = \begin{pmatrix} \psi_1 \omega^2 & (\psi_8 - \psi_6 \omega^2) \\ \psi_2 \omega & \omega(\psi_5 \omega^2 - \psi_7) \end{pmatrix} = \psi_1 \omega^3 (\psi_5 \omega^2 - \psi_7) - \psi_2 \omega (\psi_8 - \psi_6 \omega^2);$$

$$\Delta_\zeta = \begin{pmatrix} (\psi_8 - \psi_6 \omega^2) & 2\psi_4 \\ \omega(\psi_5 \omega^2 - \psi_7) & -2\psi_3 \omega \end{pmatrix} = -2\omega [\psi_3 (\psi_8 - \psi_6 \omega^2) - \psi_4 (\psi_5 \omega^2 - \psi_7)].$$

В результате подстановки выражений  $\Delta$ ,  $\Delta_\zeta$  и  $\Delta_K$  в (5.14) можно получить

$$K_1 = \frac{\psi_5 (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) + \psi_1 \omega^2 (\psi_3 - a_0 \omega^2)}{\psi_5 \psi_7 + \psi_1 \psi_4 \omega^2}; \quad (5.15)$$

$$\zeta = \frac{\psi_4 (\psi_6 - \psi_2 \omega^2) - \psi_7 (\psi_3 - a_0 \omega^2)}{\psi_5 \psi_7 + \psi_1 \psi_4 \omega^2}. \quad (5.16)$$

Задаваясь рядом значений  $\omega$  от 0 до  $\pm\omega_{\max}$ , можно построить D-разбиение системы регулирования в плоскости двух параметров  $\zeta$  и  $K_1$ .

При этом за максимальное значение частоты, до которой нужно вести расчёты, можно принять  $\omega_{\max} \approx 10/T_p$ .

Штриховку границы D-разбиения производят с левой стороны по мере увеличения частоты  $\omega$ , если определитель  $\Delta > 0$ , и с правой стороны, если  $\Delta < 0$ . В плоскости двух параметров  $\zeta$  и  $K_p$  выделяют еще особую прямую, если  $\Delta = 0$ . Для рассматриваемого случая  $\Delta = 0$  при  $\omega = 0$ , поэтому, подставив в выражения (5.18) и (5.19)  $\omega = 0$  и решив их совместно, можно получить

$$\zeta = \frac{\psi_4}{\psi_5} K_p. \quad (5.17)$$

Особая прямая, полученная при  $\omega = 0$ , заштриховывается с одной стороны, а при  $\omega \neq 0$  - заштриховывается двойной штриховкой, причём особая прямая и граница D-разбиения должны быть обращены друг к другу обоюдно заштрихованными или обоюдно незаштрихованными сторонами.

Области возможной устойчивости системы выделяются по той же методике, что и для D-разбиения в плоскости одного параметра. Взяв из выделенной области возможной устойчивости два значения параметров  $\zeta$  и  $K_p$ , подставляют их в собственный оператор системы и по одному из критериев проверяют устойчивость системы. Если она оказалась устойчивой, то выделенная область является областью устойчивости системы в плоскости параметров  $\zeta$  и  $K_p$ . Если она оказалась неустойчивой, то это указывает на то, что система является структурно неустойчивой.

В Приложении 2 к учебному пособию приведены исходные данные для расчёта регулятора расхода топлива, предназначенного для ЖРД, которые могут быть использованы студентами при курсовом проектировании.

## 6. КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА ЖРД

В данном разделе приведены конструктивные схемы и принцип действия нескольких типов регуляторов компонента топлива ЖРД [3]. Конструктивно регулятор расхода “прямой” схемы (рис. 6.1) выполнен в виде агрегата прямооточного типа и включает в себя следующие основные узлы:

- узел дроссельного крана;
- узел дифференциального клапана;
- узел привода подвижной части дроссельного крана;
- узел перестройки режима.

Наличие вышеперечисленных узлов позволяет с помощью этого регулятора осуществлять:

- изменение режима работы двигателя с промежуточного на основной;
- управление режимом работы двигателя в диапазоне от минимального до максимального в соответствии с сигналами по каналам регулятора кажущейся скорости (РКС) и автомата стабилизации (АС);
- стабилизацию заданного режима при отсутствии команд от системы управления (СУ) РН.

Узел дроссельного крана содержит две части (рис. 6.1). Первая часть – подвижная втулка 3 механизма перестройки, опирающаяся на пружину 2, имеет два фиксированных положения, определяющих расход на промежуточном и основном режиме. Вторая часть дроссельного крана состоит из втулки 24 с профилированными окнами и поршня 22, связанного с приводом регулятора с помощью рейки 20.

Втулка и поршень узла дроссельного крана выполнены из стали 9Х18, рейка – из стали 2Х13. Винт 23 настройки расхода на предварительном режиме позволяет изменять этот параметр по результатам предварительных проливов агрегата и термодинамического расчета двигателя.

Узел дифференциального клапана состоит из неподвижной втулки 15, подвижной втулки 13 и связанного с ней поршня 18, опирающегося на пружину 14. Все детали узла выполнены из стали 9Х18. Давления до и после проходного сечения дроссельного крана подводятся к поршню клапана в полости *a* и *в*. В канале подвода давления до дроссельного крана

в поршневую полость дифференциального клапана устанавливается сменный демпфирующий жиклёр 12.

Узел привода состоит из стыковочной муфты 9 и торсиона 21 с шестерней, вращающегося в двух подшипниках. Для определения углового положения торсиона на нем установлен лимб 10. Угол поворота торсиона составляет от  $90^\circ$  до  $215^\circ$  по шкале лимба.

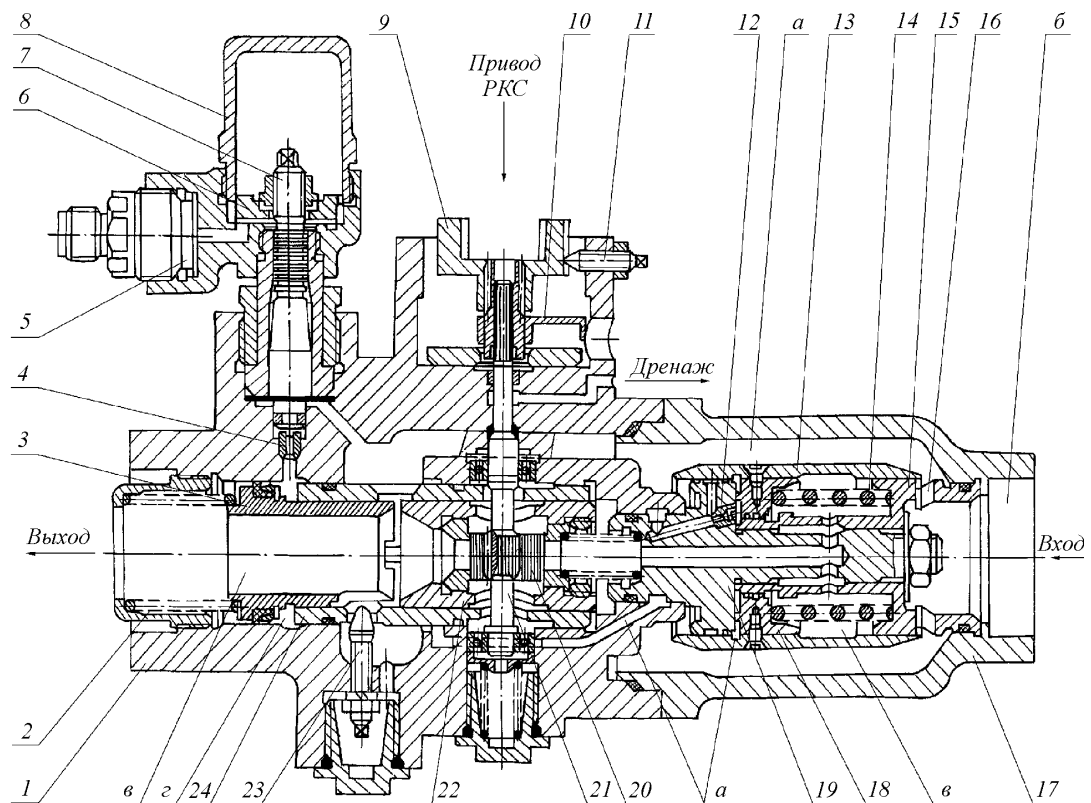


Рис. 6.1. Регулятор расхода компонента топлива Р1: 1 – корпус; 2 – пружина механизма перестройки узла дроссельного крана с промежуточного режима на основной; 3 – подвижная часть механизма перестройки узла дроссельного крана; 4 – жиклёр-замедлитель; 5 – место установки пиропатрона; 6 – поршень механизма перестройки; 7 – шток; 8 – стакан-пламегаситель; 9 – узел стыковки с рулевой машиной РМ; 10 – лимб; 11 – стопорный винт; 12 – жиклёр узла дифференциального клапана; 13 – подвижная втулка узла дифференциального клапана; 14 – пружина узла дифференциального клапана; 15 – неподвижная втулка узла дифференциального клапана; 16 – дросселирующее отверстие узла дифференциального клапана; 17 – стакан; 18 – поршень узла дифференциального клапана; 19 – корпус узла настройки начальной затяжки пружины дифференциального клапана; 20 – рейка привода подвижной части дроссельного крана; 21 – торсион привода РКС; 22 – поршень узла дроссельного крана; 23 – винт регулировки расхода на промежуточном режиме; 24 – втулка узла дроссельного крана; а – полость высокого давления узла дроссельного крана; б – полость высокого давления на входе в регулятор; в – полость низкого давления узла дроссельного крана; г – полость механизма перестройки за жиклёром-замедлителем

Для обеспечения поднастройки регулятора расхода без разборки агрегата муфта 9 соединена с торсионом 21 посредством червяка, который позволяет при неподвижной муфте изменять угловое положение валика от  $+7,5^\circ$  до  $-10^\circ$  относительно номинального положения. Для предотвращения попадания компонента топлива в полость муфты приводного механизма за уплотнительным кольцом предусмотрен дренаж утечек на срез сопла двигателя. Материал торсиона и червяка – сталь 2Х13.

Узел перестройки режима состоит из пиропатрона, устанавливаемого в гнездо 5, и поршня 6, выполненного из стали 9Х13. На конце штока 7 имеется уплотнительное кольцо, которое разделяет полость *a* регулятора от полости *г* механизма перестройки. Для обеспечения плавного нарастания площади проходного сечения дроссельного крана при выходе двигателя на основной режим установлен жиклёр–замедлитель 4.

Корпус 1 регулятора изготовлен из алюминиевого сплава АК-8, а стакан 16 – из материала ВТЭ-1. К входному фланцу регулятора крепится фильтр для очистки компонента топлива.

Статическая ошибка данного регулятора обусловлена совмещением в дифференциальном клапане функций исполнительного и чувствительного элементов. В значительной мере статизм может быть скомпенсирован гидродинамической силой, возникающей за счет действия на подвижную часть клапана струи, вытекающей из окон 16. Таким образом, если пренебречь этим незначительным остаточным статизмом, дифференциальный клапан поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана с момента вступления в работу. Этот момент определяется достижением равновесия между требуемым и располагаемым перепадами давления на всем регуляторе как на гидравлической системе, состоящей из двух дросселирующих элементов.

При работе регулятора в режиме управления в соответствии с командами от РКС и АС изменение расхода компонента топлива производится путем осевого перемещения подвижной части узла дроссельного крана 22. При этом узел дифференциального клапана поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана за счет изменения степени дросселирования компонента



топлива на отверстиях 16. Начальная величина поддерживаемого перепада устанавливается затяжкой пружины 14.

Режим стабилизации реализуется при отсутствии команд со стороны РКС и АС, когда проходное сечение дроссельного крана неизменно, а дифференциальный клапан компенсирует возможные изменения настроечного перепада на дроссельном кране за счет своего перемещения. Обычно эти изменения связаны с изменением перепада давления на всем регуляторе за счет действия внешних факторов (изменение КПД насоса, наличие утечек, изменение температуры компонента топлива и т. п.).

Команда на переход двигателя с промежуточного режима на основной осуществляется путем подачи напряжения на пиропатрон, входящий в состав механизма узла перестройки, при этом газы, поданные под поршень 6, вызывают перемещение штока 7, что обеспечивает сообщение полостей *a* и *г*. Поступивший в полость *г* компонент топлива перемещает подвижную втулку 3 механизма перестройки до упора пружины 2. Площадь проходного сечения дроссельного крана увеличивается, что обеспечивает выход двигателя на основной режим.

Другая разновидность конструктивной схемы регулятора расхода компонента топлива “прямой” схемы Р2 представлена на рис. 6.2. Регулятор расхода состоит из корпуса, фильтра, дифференциального клапана, дроссельного крана, автомата запуска и механизма привода. Корпус регулятора состоит из двух частей: корпуса 1 стакана 36. Герметичность соединения частей корпуса обеспечивается клиновым уплотнением с резиновым кольцом. Корпус 1 выполнен из алюминиевого сплава. Со стороны выхода имеет бобышку, в которую устанавливается футорка 42, обеспечивающая постановку датчика давления типа ВТ-421. Стакан 36 выполнен из титанового сплава, со стороны входа имеет фланец со шпильками. Фильтр со стороной ячейки 0,03 мм расположен между двумя каркасными сетками со стороной ячейки 0,4 мм. Дифференциальный клапан предназначен для поддержания постоянного перепада давления на шайбе 17 при работе двигателя на промежуточной ступени и на окнах *H* дроссельного крана при работе двигателя на главной ступени.

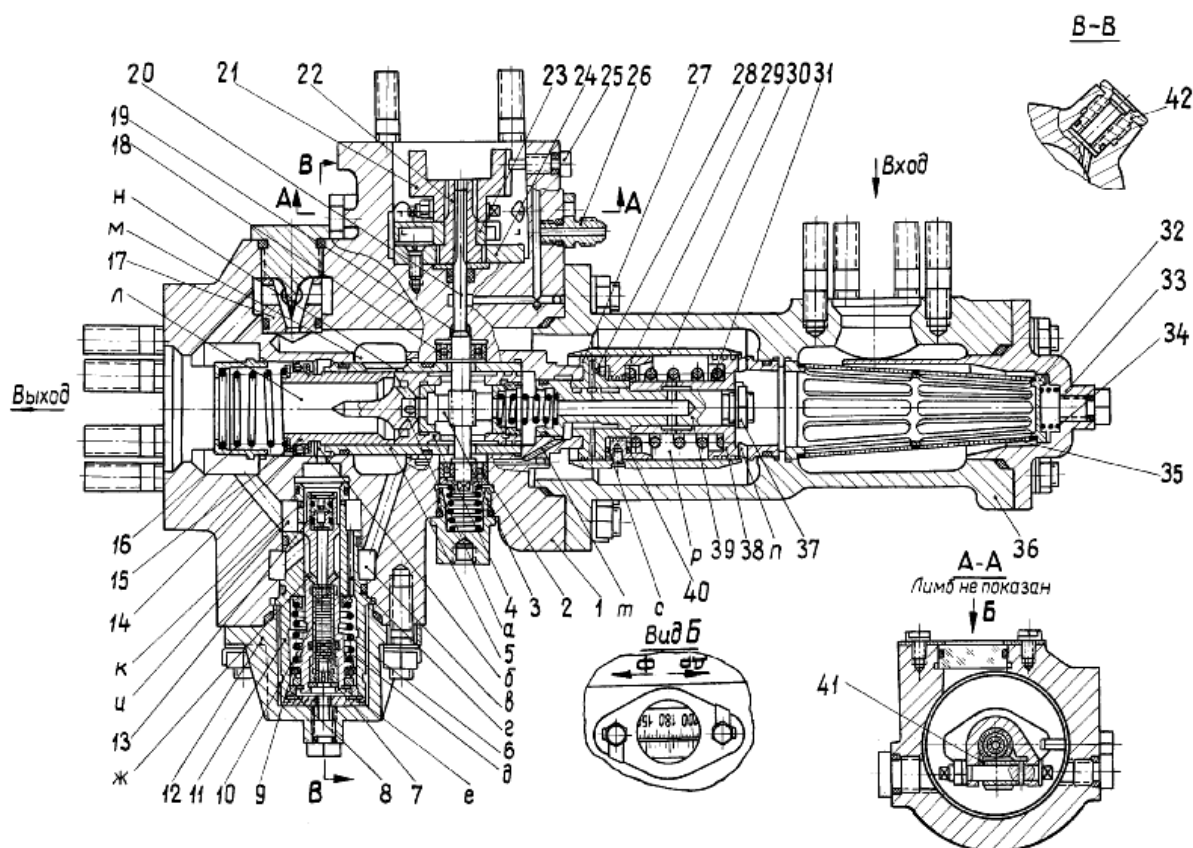


Рис. 6.2. Конструктивная схема регулятора расхода компонента топлива Р2 (расхода горючего в газогенератор): 1 – корпус; 2 – шарикоподшипник; 3 – рейка; 4 – дроссельная игла; 5 – втулка; 6 – пружина; 7 – поршень; 8 – упор; 9 – манжета; 10 – дроссельный пакет; 11 – втулка; 12 – крышка; 13 – жиклёр; 14 – манжета; 15 – поршень; 16 – пружина; 17 – шайба; 18 – шарикоподшипник; 19 – уплотнительное кольцо; 20 – вал; 21 – поводок; 22 – втулка; 23 – лимб; 24 – нониус; 25 – стопор; 26 – штуцер; 27 – направляющая; 28 – жиклёр; 29 – втулка; 30 – втулка; 31 – пружина; 32 – корпус фильтра; 33 – крышка с дефлектором; 34 – пружина; 35 – сетка; 36 – стакан; 37 – гайка; 38 – направляющая; 39 – стяжной болт; 40 – регулировочная шайба; 41 – червяк; 42 – футорка

Дифференциальный клапан состоит из втулки 29, направляющих 27 и 38, втулки 30, пружины 31, стяжного болта 39 и гайки 37. Втулки 29 и 30, направляющие 27 и 38 выполнены из стали высокой твердости. Направляющая 38 имеет четыре окна *n*, через которые обеспечивается подвод горючего к окнам *H* дроссельного крана, шайбе 17 и автомату запуска.

Дроссельный кран предназначен для изменения площади проходного сечения дозирующих окон *H* и состоит из рейки 3, дроссельной иглы 4, втулки 5, манжеты 14, поршня 15.

Дроссельная игла 4, втулка 5 и поршень 15 выполнены из стали высокой твердости. Втулка 5 имеет профилированные окна *H*. Манжета 14 предназначена для устранения перетекания горючего между корпусом 1 и поршнем 15.

Шайба 17 служит для настройки расхода горючего через регулятор на режиме промежуточной ступени.

Автомат запуска выдает команду дроссельному крану на изменение расхода горючего в газогенератор при переводе двигателя с режима работы на промежуточной ступени на режим работы на главной ступени. Автомат запуска состоит из пружины 6, поршня 7, манжеты 9, дроссельного пакета 10, втулки 11, крышки 12, жиклёра 13.

Механизм привода предназначен для перемещения дроссельной иглы 4 и состоит из вала 20 с шестерней и поводка 21. Для определения углового положения втулки 22 на ней установлен лимб 23, имеющий шкалу с ценой деления  $2^\circ$ . На корпусе установлен нониус 24, обеспечивающий отсчет угла с точностью  $12'$ .

Перед запуском двигателя внутренняя полость регулятора расхода вместе с ТНА и подводным трубопроводом заливается горючим. При раскрутке ТНА во время запуска двигателя на регуляторе расхода увеличивается перепад давления протекающего через него горючего. Так как в исходном состоянии окна *n* дифференциального клапана открыты, то основная часть перепада давления приходится на шайбу 17 настройки расхода промежуточной ступени. В полость *c* дифференциального клапана через канал *m* и жиклёр 28 подводится давление из полости *m* (перед шайбой 17). В полость *p* через отверстия *a* подводится давление из полости *л* (за шайбой 17).

Уравновешивание сил, действующих на втулку 29, осуществляется усилием пружины 31 и давлением в полостях *c* и *p*. Необходимое усилие пружины, обеспечивающее определенное положение втулки 29 при расчетном перепаде давлений в полостях *c* и *p*, подбирается изменением толщины шайбы 40. При превышении расчетной величины перепада давления на шайбе 17 втулка 30, жестко связанная с втулкой 29, перемещаясь в сторону сжатия пружины, прикрывает окна *n*

дифференциального клапана, что приводит к увеличению сопротивления на окнах дифференциального клапана и, следовательно, к уменьшению перепада на шайбе 17 до расчетного.

При расчетном постоянном значении перепада давления на шайбе 17 силы, действующие на втулку 29 от давления в полостях *с*, *р* и пружины 31, находятся в равновесии. При этом окна *п* дифференциального клапана открыты втулкой 30 настолько, чтобы через них, а следовательно, и через шайбу 17, шел расход горючего, соответствующий постоянному расчетному перепаду давления на шайбе 17. При отклонении перепада давления на шайбе 17 от расчетного на втулку 29 действует неуравновешенная сила, которая перемещает ее, а следовательно, и втулку 30 до тех пор, пока проходная площадь окон *п* не изменится таким образом, чтобы перепад давления на шайбе 17 восстановился до расчетного.

Аналогично дифференциальным клапаном поддерживается перепад давления на окнах *Н* дроссельного крана при работе регулятора на режиме главной ступени. На режиме промежуточной ступени поршень 15, прижимаясь пружиной 16 к торцу дроссельной иглы 4, закрывает окна *Н* дроссельного крана. Проток горючего, прошедшего через окна *п* дифференциального клапана, производится через шайбу 17 и отверстия во втулке 11.

Настройка регулятора на расход промежуточной ступени производится подбором площади проходного сечения шайбы 17.

Выдача команды дроссельному крану на изменение расхода при перестройке регулятора на расход главной ступени производится автоматом запуска, который работает следующим образом. При появлении перепада давления на шайбе 17 во время запуска двигателя возникает разность давления в полостях *в* и *и*. Горючее из полости *в* (давление перед шайбой 17) через отверстия *ж* и дроссельный пакет 10 перетекает в полость *е* над поршнем 7. Так как под поршнем 7 низкое давление (давление за шайбой 17), то поршень, сжимая пружину 6, перемещается со скоростью, определяемой скоростью перетечки горючего через дроссельный пакет 10. При своем перемещении поршень 7 закрывает отверстия *к*.

После закрытия отверстий *к* в полости *б*, за счет перетечки горючего через жиклёр 13 из полости *в*, поднимается давление. В результате чего поршень 15, сжимая пружину 16, начинает перемещаться, открывая окна *Н* дроссельного крана. Это соответствует началу перестройки регулятора с режима промежуточной ступени на режим главной ступени. Скорость перестройки регулятора с промежуточной ступени на главную определяется скоростью перетекания горючего через жиклёр 13 из полости *в* в полость *б*. При поступлении сигналов от системы управления рулевая машина через поводок 21 вращает вал 20, который шестерней перемещает дроссельную иглу 4. При перемещении дроссельной иглы 4 изменяется проходная площадь окон *Н* втулки 5 дроссельного крана, вследствие него изменяется расход горючего через регулятор на режиме главной ступени.

При команде форсирования лимб 23 перемещается в направлении стрелки с надписью «Ф». Показание угла при этом увеличивается. В смотровом окне видна часть лимба, окрашенная в жёлтый цвет. При команде дросселирования лимб 23 перемещается в направлении стрелки с надписью «Р». Показание угла при этом уменьшается. В смотровом окне видна часть лимба, окрашенная в белый цвет.

Если пренебречь незначительным остаточным статизмом, дифференциальный клапан поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана с момента вступления в работу. Этот момент определяется достижением равновесия между требуемым и располагаемым перепадами давления на всем регуляторе как на гидравлической системе, состоящей из двух дросселирующих элементов.

При работе регулятора в режиме управления в соответствии с командами от РКС и АС изменение расхода компонента топлива производится путем осевого перемещения подвижной части узла дроссельного крана. При этом узел дифференциального клапана поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана за счет изменения степени дросселирования компонента топлива на треугольных окнах. Начальная величина поддерживаемого перепада устанавливается затяжкой пружины.

Режим стабилизации реализуется при отсутствии команд со стороны РКС и АС, когда проходное сечение дроссельного крана неизменно, а дифференциальный клапан компенсирует возможные изменения настроечного перепада на дроссельном кране за счет своего перемещения. Обычно эти изменения связаны с изменением перепада давления на всем регуляторе за счет действия внешних факторов (изменение КПД насоса, наличие утечек, изменение температуры компонента топлива и т. п.).

Регулятор расхода компонента топлива РЗ “перевернутой” схемы (рис. 6.3) также является исполнительным органом системы управления РН.

Регулятор РЗ выполняет аналогичные функции: поддержание постоянного расхода компонента топлива на промежуточном и основном режимах при отсутствии команд от системы управления; изменение расхода компонента топлива на основном режиме по командам от системы управления; перевод режима работы двигателя с промежуточного на основной.

Регулятор расхода РЗ конструктивно состоит из корпуса, фильтра, узла дроссельного крана, узла дифференциального клапана, узла привода подвижной части дроссельного крана, узла перестройки режима.

Корпус 1 предназначен для размещения и крепления к нему узлов и деталей регулятора. Со стороны входа в регулятор компонента топлива на корпусе имеется фланец для крепления регулятора на двигателе.

На боковой поверхности корпуса расположены резьбовые гнезда для регулировочной иглы 6 с гайкой 7, пробки 20 с регулировочным винтом 19, фиксатора 50, штуцера 27 и узла перестройки режима.

Регулятор расхода компонента топлива РЗ выполняет аналогичные функции: поддержание постоянного расхода компонента топлива на промежуточном и основном режимах при отсутствии команд от системы управления; изменение расхода компонента топлива на основном режиме по командам от системы управления; перевод режима работы двигателя с промежуточного на основной.

Регулятор расхода РЗ конструктивно состоит из корпуса, фильтра, узла дроссельного крана, узла дифференциального клапана, узла привода подвижной части дроссельного крана, узла перестройки режима.

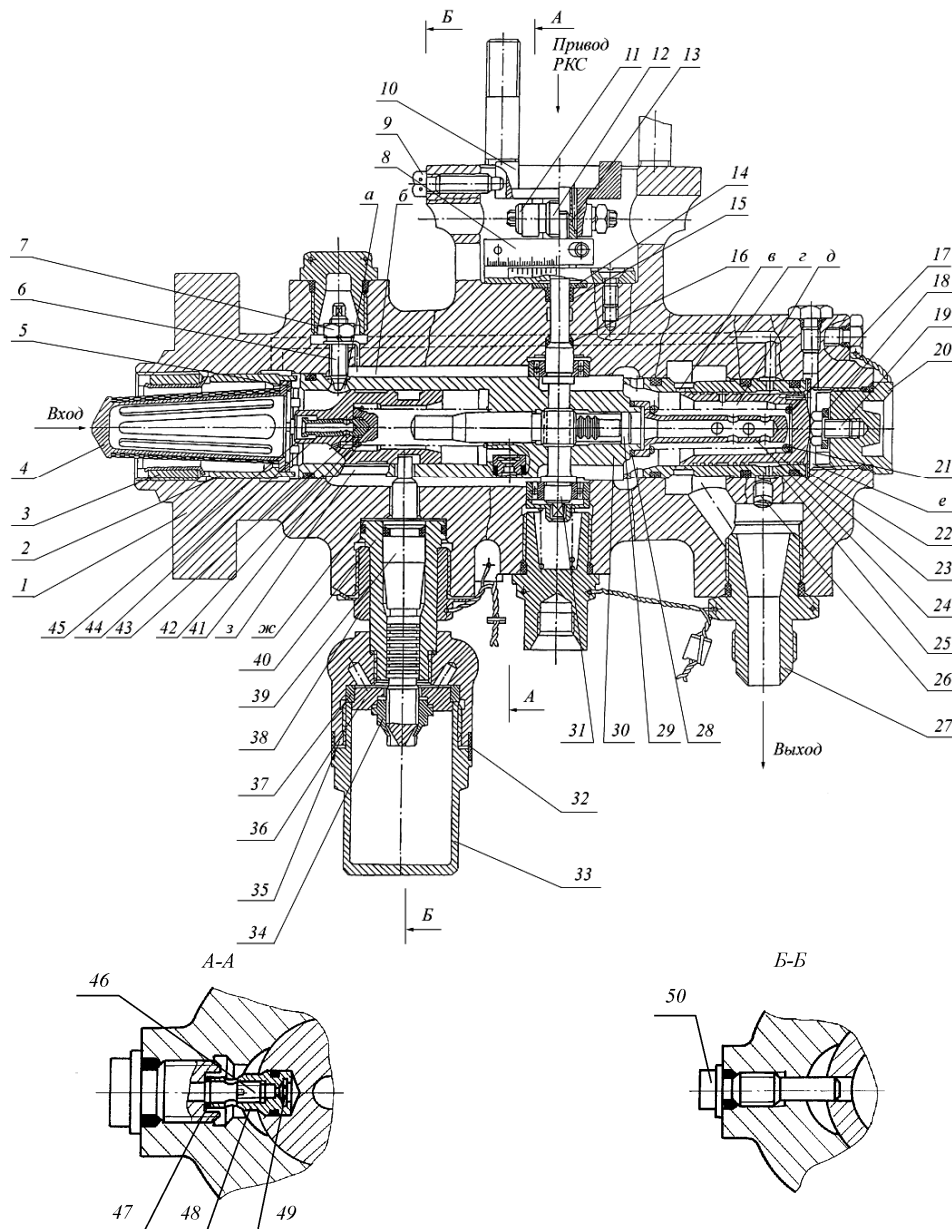


Рис. 6.3. Конструктивная схема регулятора расхода компонента топлива РЗ перевернутой схемы: 1 – корпус регулятора; 2 – стакан; 3 – гайка; 4 – корпус фильтра; 5 – шайба упорная; 6 – регулировочная игла; 7 – гайка регулировочного винта; 8 – лимб; 9 – фиксатор; 10 – поводок; 11 – винт; 12 – червяк; 13 – валик; 14,15,16 – уплотнительные кольца; 17,18 – регулировочные шайбы; 19 – регулировочный винт; 20 – пробка; 21 – пружина; 22 – регулировочная шайба; 23 – золотник; 24 – направляющая пружины; 25 – втулка; 26 – вентиляционный жиклёр; 27 – штуцер; 28 – регулировочная шайба; 29 – рейка; 30 – втулка; 31 – валик с шестерней; 32 – кольцо; 33 – стакан–пламегаситель; 34 – гайка; 35 – корпус узла перестройки режима; 36 – поршень; 37 – кольцо; 38 – гайка; 39 – шток; 40 – втулка; 41 – пружина; 42 – опора пружины; 43 – стопорное кольцо; 44 – золотник; 45 – поршень; 46 – жиклёр; 47 – регулировочная шайба; 48 – корпус фильтра; 49 – сетка; 50 – фиксатор; *a* – отверстие во втулке; *b* – полость давления за дроссельным краном; *в* – профилированные окна во втулке узла дифференциального клапана; *г* – канал подвода давления в командную полость; *д* – подпружиненная полость золотника дифференциального клапана; *e* – командная полость; *жс* – мембрана; *з* – профилированные окна во втулке узла дроссельного крана

Корпус 1 предназначен для размещения и крепления к нему узлов и деталей регулятора. Со стороны входа в регулятор компонента топлива на корпусе имеется фланец для крепления регулятора на двигателе.

На боковой поверхности корпуса расположены резьбовые гнезда для регулировочной иглы 6 с гайкой 7, пробки 20 с регулировочным винтом 19, фиксатора 50, штуцера 27 и узла перестройки режима.

Фильтр служит для очистки компонента топлива, поступающего во внутреннюю полость регулятора, и состоит из корпуса 4 и припаянных к нему сеток – двух каркасных и одной фильтрующей. Сторона ячейки фильтрующей сетки – (35...40)мкм. Фильтр устанавливается в корпус 1 регулятора до упора в шайбу 5 и крепится к корпусу гайкой 3 через стакан 2.

Узел дроссельного крана предназначен для изменения расхода компонента топлива в заданном диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя и состоит из рейки 29, втулки 30, пружины 41, опоры 42 пружины, стопорного кольца 43, золотника 44 и поршня 45. Втулка с поршнем представляет собой прецизионную золотниковую пару.

Во втулке имеются: два профильных дозирующих окна 3, через которые проходит компонент топлива; отверстие *a* для размещения профильной регулировочной иглы 6, обеспечивающее заданный расход компонента топлива на промежуточном режиме; канавка для уплотнительного кольца; гнездо для размещения временного замедлителя.

В угловом положении втулка фиксируется винтом 50, а в осевом направлении ее положение определяется соосностью отверстия *a* с регулировочной иглой 6. Соосность обеспечивается при помощи регулировочных шайб 22.

Поршень 45 имеет кольцевую канавку, в которую входит шток 39 механизма перестройки режима, фиксирующий положение поршня на промежуточном режиме. На основном режиме поршень упирается в рейку 29.

С помощью узла дифференциального клапана осуществляется поддержание заданного постоянного перепада давления компонента топлива на окнах 3 дроссельного крана путем изменения проходного



сечения окон *в* при перемещении золотника 23 внутри втулки 25. Втулка 25 и золотник 23 представляют собой прецизионную пару.

Во втулке имеются: четыре профилированных окна *в*, предназначенных для изменения перепада давления на дифференциальном клапане; канавки для размещения уплотнительных колец.

На наружной поверхности золотника расположены канавки, служащие для гидравлической центровки золотника. Пружина 21 центрируется по направляющей 24 и отжимает золотник в сторону максимального открытия окон *в*. Ход золотника определяется регулировочными шайбами 28 и 18, а величина сжатия пружины – регулировочными шайбами 17.

Узел привода предназначен для перемещения рейки 29 узла дроссельного крана по командам от системы управления. Поводок 10 через валик 13 соединен с валиком 31 и застопорен фиксатором 9. Валик 31 установлен в корпусе регулятора на двух подшипниках. Фторопластовое кольцо 16 воспринимает осевые усилия, действующие от внутреннего давления на валик при работе регулятора, герметичность по приводному валику 31 обеспечивается уплотнительными кольцами 14 и 15.

На поводке установлено устройство, позволяющее производить внешнюю подрегулировку расхода компонента топлива на основном режиме, не снимая регулятора с двигателя. Подрегулировка осуществляется путем вращения червяка 12, которое через валик 31 перемещает рейку 29 – при повороте лимба на увеличение угла номинальный расход компонента топлива увеличивается и наоборот. В процессе регулировки поводок 10 должен быть зафиксирован винтом 9.

Механизм перестройки режима крепится к корпусу регулятора гайкой 38 и предназначен для перевода режима работы двигателя с промежуточного на основной. Втулка 40 механизма перестройки ввернута в корпус 35 и зафиксирована на нем штифтами. Во втулку вставлен шток 39, на котором предусмотрены канавки лабиринтного уплотнения. На резьбовой части штока установлен поршень 36, который крепится гайкой 34. В корпусе 35 предусмотрено резьбовое гнездо для установки пиропатрона. Внутренняя полость механизма перестройки предохранена от попадания влаги кольцом 32.

Временной замедлитель (см. разрез А-А) предназначен для обеспечения заданного времени перехода регулятора с промежуточного режима на основной и состоит из сменного жиклёра 46, регулировочной шайбы 47, корпуса 48 фильтра с жиклёром постоянного сечения и сетки 49.

Заданное время перехода регулятора с промежуточного режима на основной обеспечивается путем подбора диаметра жиклёра 46.

Компонент топлива, поступающий в регулятор при заполнении, вытесняет воздух по основному тракту через штуцер 27, а из командной полости *e* дифференциального клапана – через вентиляционный жиклёр 26, при этом до момента вступления регулятора в работу золотник 23 дифференциального клапана отжат пружиной 21 в сторону максимального открытия окон *в*.

Включение регулятора осуществляется открытием пускового клапана, установленного за регулятором. При работе двигателя на промежуточном режиме поршень 45 упирается в шток 39, компонент топлива проходит через фильтр, отверстие *a* во втулке дроссельного крана, отверстие *б* в корпусе регулятора и поступает в подпружиненную полость *д* дифференциального клапана. Из подпружиненной полости через окна *в* компонент направляется к штуцеру 27 и оттуда на выход регулятора. Одновременно компонент топлива через канал *г* в корпусе регулятора поступает в командную полость *e* дифференциального клапана.

Переход на основной режим осуществляется путем подачи напряжения на пиропатрон узла перестройки. Под действием давления пороховых газов поршень 36 со штоком 39 перемещаются внутри стакана–пламегасителя, срезая мембрану *ж* и освобождая, тем самым, поршень 45 узла дроссельного крана. Поршень 45 под действием перепада давлений, преодолевая усилие пружины 41, перемещается до упора в торец рейки 29. Окна *з* дроссельного крана открываются, обеспечивая номинальный расход компонента топлива на основном режиме. Время перехода регулятора с промежуточного режима на основной определяется скоростью перемещения поршня до упора в торец рейки, то есть скоростью вытеснения компонента топлива из подпружиненной полости узла дроссельного крана через жиклёр 46.

Изменение расхода компонента топлива на основном режиме осуществляется по командам от СУ на рулевой привод (рулевую машину), состыкованный с поводком 10 регулятора. Это вызывает, с учетом механического контакта между рейкой 29 и поршнем 45, изменение площади проходного сечения узла дроссельного крана.

Работа регулятора в режиме стабилизации осуществляется аналогично рассмотренному выше агрегату. Основные технические данные регулятора расхода компонента топлива РЗ ЖРД первой ступени РН приведены в табл. 6.

Таблица 6.1. Основные технические данные регулятора расхода для ЖРД первой ступени РН

1	Номинальный расход горючего на режиме промежуточной ступени при плотности топлива 855 кг/м <sup>3</sup>	2 кгс/с
2	Номинальный расход горючего на режиме главной ступени	6,19 кгс/с
3	Максимальное давление горючего на входе в регулятор	700 кгс/см <sup>2</sup>
4	Рабочий диапазон перепадов давлений на регуляторе	от 15 до 150 кгс/см <sup>2</sup>
5	Максимальный крутящий момент на приводном валу регулятора	0,5 кгсм

Далее в Приложениях 1-3 приведены термины глоссария, исходные данные для расчёта регулятора расхода компонента топлива и контрольные вопросы для проверки усвоения материала учебного пособия.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей / Б.Ф. Гликман. – Москва: Машиностроение, 1989. – 296 с.
2. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками // А.И. Бабкин, С.И. Белов, Н.Б. Рутовский [и др.] – Москва: Машиностроение, 1978. – 328 с.
3. Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов / А.А. Горячкин, А.Е. Жуковский, С.М. Игначков, В.П. Шорин; Под ред. акад. РАН В.П. Шорина. – Москва: Машиностроение, 2000. – 205 с.
4. Гимадиев, А.Г. Автоматика и регулирование двигательных установок ракетных и космических систем: учебное пособие / А.Г. Гимадиев. – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета (электронная версия), 2010. – 200 с.
5. Гимадиев, А.Г. Выбор параметров, расчет статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива: учебное пособие / А.Г. Гимадиев. – Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2007. – 64 с.
6. Попов, Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления / Е.П. Попов. – Москва: Наука, 1989. – 304 с.
7. Дьяконов, В.П. MATLAB 7. Самоучитель / В.П. Дьяконов. – Москва: ДМК Пресс, 2008. – 768 с.
8. Васильев, А.А. «Matlab. Практический подход». Самоучитель / А.А. Васильев. – Москва: 2015. – 448 с.
9. Практикум пользователя пакетом прикладных программ MBTU / Составитель О.С. Козлов. – Москва: МГТУ, 2002. – 36 с.

## ТЕРМИНЫ ГЛОССАРИЯ

1. САР - система автоматического регулирования, включающая взаимодействующие объект регулирования и автоматический регулятор.

2. Автоматическое регулирование - процесс поддержания или изменения по заданной программе одной или нескольких величин без непосредственного участия человека.

3. Объект регулирования - машина, аппарат, в котором необходимо поддерживать или изменять по заданной программе какую-либо величину, называемую регулируемым параметром.

4. Автоматический регулятор - устройство, с помощью которого создается регулирующее воздействие на объект регулирования.

5. ЖРД - двигатель, создающий тягу за счет истечения газа на выходе из сопла и использующий в качестве топлива горючее и окислитель из баков ракеты.

## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЁТА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Вариант / Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$(\dot{m}_{p.HAP})_{\min}$ , кг/с	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2
$(\dot{m}_{p.HAP})_{\max}$ , кг/с	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9	7,0	7,1	7,2
$\Delta P_{\partial p.HAP} \cdot 10^{-5}$ , Па	9,8	9,9	10,0	10,1	10,2	10,3	10,4	10,5	10,6	10,7
$P_{\text{вых}} \cdot 10^{-5}$ , Па	154	156	158	160	162	164	166	168	170	172
$P_{\text{вх.НМ}} \cdot 10^{-5}$ , Па	202	204	206	208	210	212	214	216	218	220
$P_{\text{вх.НБ}} \cdot 10^{-5}$ , Па	274	276	278	280	282	284	286	288	290	292
$P_{\text{гг}} \cdot 10^{-5}$ , Па	144	146	148	150	152	154	156	158	160	162

Постоянные параметры:

$$\mu_{\partial p} = 0,65 \dots 0,70; \quad \mu_{\partial \varphi} = 0,65 \dots 0,70; \quad \mu_{\varphi, \text{гг}} = 0,8; \quad \beta = 75 \text{ град};$$

$$F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad \varphi_{\min} = 0; \quad \varphi_{\max} = 180 \text{ град}; \quad \rho = 800 \text{ кг/м}^3;$$

$$K_7 = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с/кг}; \quad T_2 = 0,2 \text{ с}.$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ УСВОЕНИЯ МАТЕРИАЛА УЧЕБНОГО ПОСОБИЯ

1. По каким параметрам управляется ракета-носитель в процессе полёта?
2. Как используется ЖРД в системе управления полётом ракеты-носителя?
3. Какую функцию выполняет регулятор расхода компонента топлива в структуре ЖРД?
4. На каком принципе поддерживает и изменяет расход топлива регулятор?
5. К какому типу относится регулятор расхода компонента топлива по классификации агрегатов?
6. Какие два режима работы реализованы в регуляторе?
7. Какие условия приводят к отклонению расхода топлива на выходе регулятора?
8. Что такое статическая погрешность регулятора и как можно её снизить?
9. Какие законы физики и механики используются при выводе уравнений регулятора?
10. Каким типовым звеном САР можно представить дифференциальный клапан регулятора?
11. Какой элемент в конструкции регулятора использован для коррекции его динамической характеристики?
12. Чем отличаются статическая и динамическая характеристики агрегатов?
13. Как строится структурная схема регулятора?
14. С какой целью строятся Д-разбиения в плоскости одного и двух параметров регулятора?
15. Каким образом можно повысить внутридвигательную устойчивость САР ЖРД?
16. Как устроены конструктивно один из регуляторов Р1, Р2 или Р3?

Учебное издание

*Гимадиев Асгат Гатьятович,  
Быстров Николай Дмитриевич,  
Сафин Артур Ильгизарович*

**РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА  
КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА ЖРД**

*Учебное пособие*

Подписано в печать 01.07.2020. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 4,5.

Тираж 25 экз. Заказ . Арт. – 41(Р1У)/2020.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»  
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

---

Издательство Самарского университета.  
443086, Самара, Московское шоссе, 34.