К 150-летию Научно-учебного комплекса
«Энергомашиностроение»

Техническая физика и энергомашиностроение



Редакционный совет

А. А. Александров (председатель), д-р техн. наук
А. А. Жердев (зам. председателя), д-р техн. наук
В. Л. Бондаренко, д-р техн. наук
А. Ю. Вараксин, д-р физ.-мат. наук, член-корреспондент РАН
К. Е. Демихов, д-р техн. наук
Ю. Г. Драгунов, д-р техн. наук, член-корреспондент РАН
Н. А. Иващенко, д-р техн. наук
В. И. Крылов, канд. техн. наук
М. К. Марахтанов, д-р техн. наук
С. Е. Семенов, канд. техн. наук
В. И. Хвесюк, д-р техн. наук
Д. А. Ягодников, д-р техн. наук

М. В. Добровольский

Жидкостные ракетные двигатели

Основы проектирования

Под редакцией Д.А. Ягодникова

Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов Российской федерации по университетскому политехническому образованию в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «Ракетные комплексы и космонавтика», специальности «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» направления подготовки дипломированных специалистов «Двигатели летательных аппаратов»

3-е издание, дополненное

BAUMANPRESS

Москва
ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н. Э. Баумана
2016

УДК 629.7(075.8)
ББК 39.65
Д56

Рецензенты:
д-р техн. наук, профессор *А. А. Козлов*;
д-р техн. наук, профессор *Б. А. Соколов*

Добровольский, М. В.
Д56 Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования : учебник для высших учебных заведений / М. В. Добровольский ; под ред. Д. А. Ягодникова — 3-е изд., доп. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. — 461, [3] с. : ил.

ISBN 978-5-7038-4145-7

Изложены основы проектирования жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Даются основные положения теории, методы расчета и описание узлов и агрегатов двигательных установок с ЖРД. Рассмотрены процессы расширения газов в соплах, смесеобразования и теплообмена, а также методы профилирования сопел, расчета форсунок, определения форм и объема камеры сгорания. Приведены системы подачи с турбонасосными агрегатами и вытеснительные системы подачи с газовым, пороховым и жидкостным аккумуляторами давления. Изложены методики и примеры расчетов элементов конструкции и ЖРД в целом.

Третье издание учебника (1-е — 1968 г., 2-е — 2005 г.) дополнено параметрами отечественных и зарубежных ЖРД конца XX в.

Соответствует курсам лекций, читаемых в МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Для студентов и магистрантов высших технических учебных заведений. Может быть полезен также инженерам и аспирантам, специализирующимся в области ракетной техники.

УДК 629.7(075.8)
ББК 39.65

© Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана, 2016
© Оформление. Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016

ISBN 978-5-7038-4145-7

Предисловие председателя редакционного совета

Кафедра «Ракетные двигатели» Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана — один из опорных коллективов московской научно-педагогической школы подготовки специалистов с высшим образованием в области ракетных двигателей. Школа сформировалась в Московском высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана в 1940–1950-х годах как творческое содружество с родственными кафедрами Московского авиационного института, научными и промышленными предприятиями и организациями ракетно-космического профиля, работающими в Московском регионе.

Сохраняя и развивая традиции теплотехнической школы МВТУ им. Н.Э. Баумана, московская школа ракетного двигателестроения придерживается системного подхода к ракетному двигателю как тепловой машине. Истоком школы стала кафедра «Двигатели внутреннего сгорания», возглавляемая в те годы крупным ученым с мировым именем, доктором технических наук, профессором А.С. Орлиным. В составе кафедры было организовано подразделение, занимавшееся исследованием ракетных двигателей. Формирование школы проходило в тесной взаимосвязи со школой подготовки инженеров-ракетчиков, возглавляемой крупным ученым, академиком, доктором технических наук, профессором В.И. Феодосьевым.

Основные достижения школы ракетного двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана нашли отражение в издаваемых учебниках. Среди них — написанный основателями школы Г.Б. Синярёвым и М.В. Добровольским, выдержавший два издания и переведенный на несколько иностранных языков учебник для средних специальных учебных заведений «Жидкостные ракетные двигатели», ставший базовым и для многих вузов.

Наиболее полно опыт подготовки инженеров-двигателистов на кафедре «Ракетные двигатели» отражен в выдержавшем четыре издания и отмеченном Государственной премией учебнике «Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей». Редактор и один из авторов учебника — ученый, стоявший у истоков московской школы ракетного двигателестроения, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор В.М. Кудрявцев, возглавлявший кафедру более 30 лет, являющийся также основателем ведущей научной школы России «Горение порошкообразных металлов в смесевых конденсированных и дисперсных системах». Среди авторов — основатели кафедры А.П. Васильев, заслуженный деятель науки и техники России, доктор технических наук, профессор В.М. Поляев, сформировавший в России научную школу «Исследования процессов гидромеханики и теплообмена при течении жидкости и газов в структурно сложных средах».

Дальнейшее развитие московской научно-педагогической школы отражено в таких трудах, как «Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов» (в составе авторского коллектива — профессора МГТУ им. Н.Э. Баумана Г.Б. Синярёв и Б.Г. Трусов); «Ракетные двигатели на

твердом топливе» профессора кафедры А.М. Виницкого, а также написанная А.М. Виницким в соавторстве с учеником, выпускником Университета, ныне академиком РАРАН доктором технических наук, профессором В.Т. Волковым монография «Конструкция и отработка РДТТ». Среди более поздних работ — два издания учебника «Теория регулирования ракетных двигателей».

В XXI веке традиции научно-педагогической школы продолжили профессора Д.А. Ягодников и А.А. Дорофеев, доктор технических наук В.Г. Цегельский, опубликовавшие несколько содержательных учебников, учебных пособий и монографий, среди которых необходимо отметить «Основы теории тепловых ракетных двигателей» (учебник выдержал три издания), «Ядерные ракетные двигатели и энергетические установки», «Воспламенение и горение порошкообразных металлов», «Двухфазные струйные аппараты», «Конструкция и проектирование комбинированных ракетных двигателей на твердом топливе», «Технология производства ракетных двигателей твердого топлива» и третье издание учебника М.В. Добровольского под редакцией Д.А. Ягодникова «Жидкостные ракетные двигатели», выходящее в канун 150-летнего юбилея факультета «Энергомашиностроение» и 70-летия кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана
доктор технических наук, профессор
А.А. Александров

Из предисловия к первому изданию

Важнейшим элементом ракетно-космических систем являются двигательные установки с жидкостными ракетными двигателями (ЖРД), которые обеспечили не только полеты с недостижимой ранее скоростью в пределах земной атмосферы, но и возможность полета в космическое пространство.

Несмотря на кажущуюся простоту ЖРД создание таких двигателей потребовало знаний и опыта, соответствующих современному уровню науки и техники, широкого внедрения методов гидродинамики, газовой динамики и теории теплообмена в инженерные расчеты. Современная двигательная установка с ЖРД представляет собой сложную систему, работа узлов и агрегатов которой взаимосвязана. Поэтому проектирование того или иного агрегата нельзя вести изолированно, без учета конструкции и работы остальных элементов установки, что создает определенные трудности и при изложении соответствующего материала.

В настоящем учебнике делается попытка систематического изложения основ проектирования камер двигателя и двигательной установки в целом. По содержанию книгу можно разделить на две части: главы 1–5, в которых излагаются основные вопросы проектирования камер двигателя, и главы 6–9, в которых рассматриваются основные вопросы проектирования двигательной установки в целом.

Предполагается, что студенты, изучающие настоящий курс, знакомы с основами ракетной техники и теорией рабочих процессов в ЖРД. Однако для большего удобства работы над книгой в первой главе кратко изложены основные понятия, которые используются при рассмотрении тех или иных вопросов проектирования ЖРД. Для лучшего понимания рабочих процессов и особенностей расчета элементов ЖРД основные методы расчета иллюстрируются примерами.

Ввиду ограниченного объема книги некоторые вопросы (турбонасосные агрегаты, регулирование и др.), рассматриваемые в специальных учебниках или пособиях, излагаются в сжатой форме. При этом даются только основные положения, необходимые для правильного подхода к проектированию установки в целом. Автор стремился избегать математических выкладок в случаях, когда они не могут быть использованы для непосредственных расчетов тех или иных элементов двигательной установки. При написании учебника автором были систематизированы сведения, опубликованные в периодической печати и книгах, а также использованы ранее опубликованные работы автора.

Автор выражает глубокую благодарность профессорам С. Д. Гришину, Ф. Л. Якайтису и доценту Ю. В. Крылову за ценные замечания и рекомендации, сделанные при рецензировании книги, а также профессору Г. Б. Синяреву за ценные советы, данные при совместном обсуждении книги.

М.В. Добровольский

Предисловие ко второму изданию

Тридцать пять лет отделяют нас от момента выхода первого издания учебника М. В. Добровольского «Жидкостные ракетные двигатели». Достигнутые успехи в использовании ракетно-космической техники для лунных экспедиций, долговременных орбитальных станций, многоразовых космических кораблей, стратегических межконтинентальных ракет и высокоточного ракетного оружия стали возможными благодаря постоянному развитию и совершенствованию конструкций и схем жидкостных ракетных двигательных установок, которые осуществляются несколькими поколениями ракетчиков-двигателистов. Преемственность конструкторов и научных сотрудников обеспечивается с конца 40-х годов XX в. подготовкой инженеров по специальности «Ракетные двигатели», в которой активно и плодотворно участвует все большее количество государств.

Среди обширной учебной литературы по ракетным двигателям можно выделить несколько учебников и монографий, которые признаны специалистами классическими. К их числу, несомненно, относится учебник Мстислава Владимировича Добровольского «Жидкостные ракетные двигатели» [1]. Вышедший тиражом 13 тыс. экземпляров, он давно стал библиографической редкостью. Несмотря на появление новых учебников различных авторских коллективов [2, 3], эта книга до сих пор остается одной из самых востребованных у студентов и аспирантов, а также у обучающихся в бакалавриате и магистратуре. Успех учебника М. В. Добровольского объясняется блестящим методическим исполнением, доступной формой представления материала, четкостью определений, наличием примеров схем двигательных установок и расчетов основных элементов конструкции ЖРД, оптимальным применением математического аппарата для расчета характеристик теплофизических, химических, а также термодинамических процессов в ЖРД. Все это делает учебник незаменимым для получения базовых знаний будущими ракетчиками-двигателистами, готовящимися участвовать в разработке ЖРД нового поколения.

При подготовке второго издания была проведена большая работа по переводу физических величин в систему СИ и замене устаревшей терминологии жидкостного ракетного двигателестроения в соответствии с ГОСТ 17655–89 «Двигатели ракетные жидкостные. Термины и определения». Кроме того, некоторые схемы двигательных установок, которые не используются в настоящее время, были заменены, во-первых, на более современные и, во-вторых, на являющиеся наиболее интересными с точки зрения достигнутых тактико-технических показателей и реализованных конструкторских решений. Следует отметить, что желание сохранить структуру и стиль изложения книги М. В. Добровольского наложило определенные ограничения на более широкое представление опубликованного в печати материала по отечественным и зарубежным ракетным двигательным установкам, оставляя это другим изданиям.

Начиная работу над вторым изданием, коллектив кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н. Э. Баумана считал главной целью удовлетворение потребности в этом учебнике преподавателей, студентов и всех занимающихся разработкой или интересующихся ракетно-космической техникой. Кроме того, выход в свет второго издания является данью памяти одного из основателей учебного процесса по специальности «Ракетные двигатели» — М. В. Добровольского.

В заключение выражаем признательность рецензентам – профессорам А. А. Козлову и Б. А. Соколову – за поддержку второго издания книги, а также помогавшему в подготовке рукописи доценту В. А. Буркальцеву и оформлявшим текстовой материал ко второму изданию Е. А. Устиновой и И. С. Аверькову.

Д. А. Ягодников

Глава 1

Общие сведения о ЖРД

В настоящей главе приведены основные понятия и соотношения между параметрами, которые необходимо знать для изучения основ проектирования ЖРД. При этом предполагается, что читатель знаком с основами ракетной техники и теорией рабочих процессов, протекающих в камере ЖРД, вследствие чего приводимые ниже понятия и соотношения даются конспективно, без выводов. Более подробно с выводом и анализом приводимых соотношений можно познакомиться в работах [2], [3].

1.1. Классификация ЖРД. Топлива

Жидкостным ракетным двигателем называется ракетный двигатель, работающий на жидком ракетном топливе.

Жидкое горючее и жидкий окислитель подаются из баков в камеру двигателя, где в результате сгорания топлива образуются газообразные продукты высокой температуры $T_к$ (рис. 1.1). В сопле они расширяются от давления в ка-

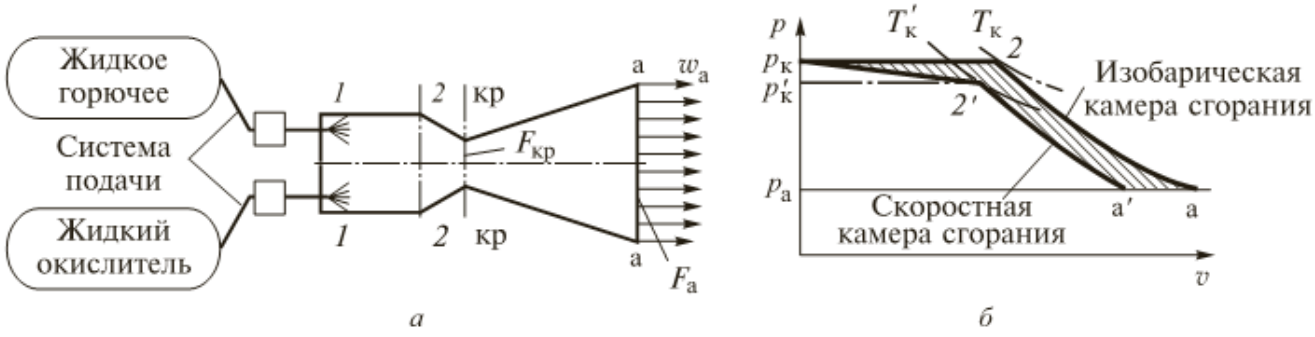


Рис. 1.1. Схема и цикл жидкостного ракетного двигателя

мере $p_к$ до давления на срезе сопла $p_а$ и вытекают в окружающую среду с большой скоростью $w_а$. Истечение газов из сопла является причиной возникновения реактивной силы двигателя.

Классификация ЖРД

Тип ЖРД принято определять по какому-либо характерному признаку (используемому топливу, схеме установки, способу подачи топлива, назначению и т. д.). На рис. 1.2 приведена схема классификации ЖРД по основным характерным признакам. Работа жидкостных ракетных двигателей, имеющих различные схемы, способы подачи, конструктивные элементы, условия эксплуатации, а также основные свойства и типы применяемых топлив, изучена в последующих главах книги. Поэтому здесь мы рассмотрим только области применения ЖРД.



Рис. 1.2. Классификация ЖРД

Области применения ЖРД

В основном ЖРД применяют в *ракетах*. Они являются основным типом двигателей *ракет-носителей* или космических кораблей. На рис. 1 цветной вклейки представлена ракета-носитель «Союз-У» с двигательными установками I и II ступеней РД-107 и РД-108 соответственно. На вклейке, рис. 2, показана многоразовая транспортная космическая система «Энергия-Буран», которая использовалась для вывода на орбиту многоразового орбитального космического корабля «Буран» или орбитальной полезной нагрузки массой 100 т [4].

Широко используются ЖРД в баллистических ракетах дальнего действия (БРДД) и среднего радиуса действия, антиракетах, зенитно-управляемых установках (ЗУР), а также в метеорологических ракетах. Жидкостные ракетные двигатели являются одним из основных типов двигателей, используемых в космических кораблях в качестве тормозных двигательных установок и исполнительных органов реактивных систем управления космическими летательными аппаратами (см. вклейку, рис. 3). На рис. 9.4 (см. далее) показана схема двигательной установки для ориентации космического корабля.



Рис. 1.3. Запуск самолетного ускорителя РД-1-Х3

Кроме использования в ракетных системах, ЖРД нашли применение и как двигатели неракетных систем; ЖРД устанавливают на самолетах в качестве основных двигателей или ускорителей старта (рис. 1.3).

Топлива

В отличие от теории тепловых машин, где топливом называют горючее, в теории ЖРД топливом называют *окислитель* и *горючее*.

Свойства топлива при заданных окислителе и горючем определяются их соотношением, которое характеризуется *коэффициентом избытка окислителя*

$$\alpha = \frac{K_m}{K_{m0}},$$

где K_{m0} и K_m — соответственно коэффициенты стехиометрического и действительного соотношения компонентов — отношения массового расхода окислителя к расходу горючего. Величина α существенно влияет на основные характеристики топлива.

В ЖРД различают топлива *самовоспламеняющиеся*, т. е. воспламеняющиеся при соприкосновении окислителя с горючим, и *несамовоспламеняющиеся*, т. е. требующие постороннего источника воспламенения. Различают также *однокомпонентные* (*унитарные*) и *двухкомпонентные* топлива, которые в основном применяют на практике. Однокомпонентные топлива используют главным образом для привода турбонасосного агрегата (в системах с пороховым газогенератором) и в некоторых двигателях малых тяг (например, в двигателях системы ориентации космических кораблей).

Согласно условиям эксплуатации компоненты топлива разделяют на *высококипящие* и *низкокипящие* (*криогенные*), которые при нормальных условиях являются сжиженными газами (например, кислород, водород, фтор).

Требования, предъявляемые к топливам ЖРД, можно разделить на три группы: а) основные, б) конструктивные, в) эксплуатационные.

Основные требования определяются необходимостью получения наибольшего удельного импульса при возможно меньшей массе двигательной установки. Окончательно их формулируют следующим образом: топливо должно обладать большим запасом химической энергии и высокой плотностью, а продукты сгорания топлива — хорошими термодинамическими свойствами (значением газовой постоянной, показателем адиабаты и т. д.).

Конструктивные и эксплуатационные требования определяются необходимостью создания надежной, удобной в эксплуатации и, по возможности, дешевой двигательной установки. В соответствии с этими требованиями оцениваются физические свойства топлива, охлаждающие свойства, способность к самовоспламенению и пределы воспламеняемости, химическая стойкость, взрывоопасность, агрессивность по отношению к металлам, токсичность, температуры кипения и плавления и, наконец, стоимость топлива.

Таким образом, к компонентам топлива предъявляются многочисленные и разнообразные требования, которые одновременно не удовлетворяются ни одним из компонентов, хотя исследуется возможность использования в топливах почти всех элементов Периодической системы химических элементов Д.И. Менделеева [5].

В ЖРД основными компонентами применяемых топлив являются окислители на основе кислорода (чистый кислород или его соединения) и горючие на основе водорода и углерода (углеводороды, азотноводородные соединения, чистый водород). В качестве окислителя возможно применение также фтора и его соединений, а в качестве горючего — соединений бора, бериллия и лития. Однако ввиду повышенной токсичности фтора и его соединений, бериллия и его соединений, а также соединений бора (бороводороды) использование этих веществ в качестве компонентов топлива связано с определенными сложностями.

В табл. 1.1, 1.2 приведены некоторые основные свойства окислителей, горючих, а в табл. 1.3 — результаты термодинамических расчетов некоторых топливных композиций, полученные по универсальной программе «АСТРА».

Таблица 1.1

Основные физико-химические свойства некоторых окислителей ЖРД

Окислитель	Химическая формула	Относительная молекулярная масса	Полная энтальпия, кДж/кг	Плотность, кг/м^3	$T_{пл}$, K	$T_{кип}$, K
Кислород жидкий	O_2	32	–398	1140	54,35	90,16
Фтор жидкий	F_2	38	–339	1510	55,16	85,16
Азотная кислота	HNO_3	63,016	–2756	1510	231,56	359,16
Азотный тетроксид	N_2O_4	92,016	–212,5	1450	261,96	294,36
Перекись водорода	H_2O_2	34,016	–5520	1440	272,26	423 (разл.)
Озон	O_3	48	+2635	1700	21,76	161,66
Монооксид фтора	OF_2	54	+222	1520	49	128
Вода	H_2O	18,016	–15880	1000	273,16	373,16

Таблица 1.2

Физико-химические свойства некоторых горючих ЖРД

Горючее	Химическая формула	Относительная молекулярная масса	Полная энтальпия, кДж/кг	Плотность, кг/м^3	$T_{пл}$, K	$T_{кип}$, K
Керосин	$C_{7,2107}H_{13,2936}$	100 (усл)	–1959	834,7	213	423…588
Водород	H_2	2,016	–4354	71	13,76	20,46
Анилин	$C_6H_5NH_2$	93,130	+380	1022	266,96	457,56
Триэтиламин	$(C_2H_5)_3N$	101,194	–610	728	158,36	362,66
Ксилидин	$C_6H_3\,(CH_3)_2NH_2$	121,184	–292	978	219	489
Аммиак	NH_3	17,032	–4185	680	195,36	239,76
Гидразин	N_2H_4	32,048	+1559	1010	274,56	386,66
Гидразин гидрат	$(NH_2)_2\,H_2O$	50,06	–265	1030	233	391,66
Монометилгидразин	CH_3NHNH_2	46,074	+1156	880	220,76	360
Несимметричный диметилгидразин (НДМГ)	$(CH_3)_2\,NNH_2$	60,102	+823,6	785	215	336
Пентаборан	B_5H_9	63,172	+515	630	226,56	331

Таблица 1.3

Основные свойства некоторых топлив ЖРД

Окислитель	Горючее	K_m	$T_к$, К	$I_{у.п}$ — удельный импульс в пустоте, м/с	β — расходный комплекс, м/с
Жидкий кислород	Жидкий водород	6	3564	4541	2322
	Этиловый спирт (92 %)	1,73	3548	3500	1731
	Керосин	3,07	3831	3599	1761
	НДМГ	1,92	3736	3720	1838
Жидкий фтор	Жидкий водород	13,2	4859	4809	2515
	Гидразин	2,13	4290	3925	2124
	Аммиак	2,7	4569	4122	2203
	НДМГ	4,55	4150	3778	1872
Азотная кислота	Керосин	4,83	3207	3117	1589
	НДМГ	3,36	3200	3224	1657
	Тонка-250*	4,5	3185	3193	1579
Азотный тетроксид	Керосин	4,41	3561	3308	1652
	НДМГ	2,64	3545	3403	1734
	Аэрозин-50**	2,02	3435	3428	1757
	Гидразин	1,29	3306	3425	1792
Перекись водорода (90 %)	Керосин	7,24	2812	3128	1612
	Гидразин	2,12	2751	3220	1693

Примечание. $F_а / F_{кр} = 70$, $p_к = 10$ МПа.

* Тонка-250 — смесь, состоящая из 50 % ксилидина и 50 % триэтиламина.
** Аэрозин-50 — смесь, состоящая из 50 % НДМГ и 50 % гидразина.

1.2. Основные параметры ЖРД

Здесь и далее параметры, относящиеся к камере ЖРД, обозначим в соответствии с местом протекания цикла ЖРД в характерных сечениях (см. рис. 1.1). Будем относить все параметры камеры сгорания к сечению *2—2*, а давление в камере сгорания, температуру и плотность будем обозначать соответственно $p_к$, $T_к$, $\rho_к$. Для критического сечения будем использовать обозначения $p_{кр}$, $T_{кр}$, $\rho_{кр}$. Параметры, относящиеся к выходному сечению сопла (сечению а—а), будем обозначать $p_а$, $T_а$, $\rho_а$. Параметры заторможенного потока будем обозначать p^*, T^*, ρ^*. Для изобарической камеры имеем $p^*_к = p_к$, $T^*_к = T_к$, $r^*_к = \rho_к$.

Тяга и удельный импульс

Тяга — равнодействующая газодинамических сил, действующих на внутренние поверхности ракетного двигателя при истечении из него вещества, и сил давления окружающей среды, действующих на его внешние поверхности, за исключением сил внешнего аэродинамического сопротивления. Формула тяги при допущении одномерности течения газа по соплу ЖРД имеет вид

$$P = \dot{m} w_{\text{а}} + (p_{\text{а}} - p_{\text{н}}) F_{\text{а}}, \tag{1.1}$$

где P — тяга; $\dot{m}$ — секундный массовый расход топлива; $p_{\text{а}}$, $w_{\text{а}}$ и $F_{\text{а}}$ — давление, скорость и площадь сечения на срезе сопла соответственно; $p_{\text{н}}$ — давление окружающей среды.

При $p_{\text{а}} = p_{\text{н}}$ реализуется расчетный режим работы сопла, при этом тяга определяется равенством

$$P = \dot{m} w_{\text{а}}. \tag{1.2}$$

Если $p_{\text{н}} = 0$, т. е. двигатель работает в пустоте, то тяга определяется следующим образом:

$$P_{\text{п}} = \dot{m} w_{\text{а}} + p_{\text{а}} F_{\text{а}}. \tag{1.3}$$

При $p_{\text{а}} > p_{\text{н}}$ или $p_{\text{а}} < p_{\text{н}}$ сопло камеры ЖРД работает соответственно на режимах *недорасширения* или *перерасширения*.

Удельный импульс тяги (*удельный импульс*) равен отношению тяги к массовому расходу топлива:

$$I_{\text{у}} = \frac{P}{\dot{m}},$$

или

$$I_{\text{у}} = w_{\text{а}} + (p_{\text{а}} - p_{\text{н}}) \frac{F_{\text{а}}}{\dot{m}}. \tag{1.4}$$

На расчетном режиме имеем

$$I_{\text{у}} = w_{\text{а}}. \tag{1.5}$$

Вводя понятие *эффективной скорости истечения* $w_{\text{е}}$, удельный импульс на любом режиме можно выразить аналогично формуле (1.5):

$$I_{\text{у}} = w_{\text{е}}, \tag{1.6}$$

где

$$w_{\text{е}} = w_{\text{а}} + (p_{\text{а}} - p_{\text{н}}) \frac{F_{\text{а}}}{\dot{m}}. \tag{1.7}$$

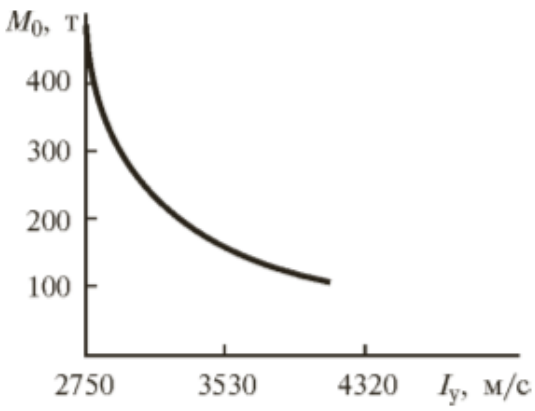


Рис. 1.4. Влияние удельного импульса на начальную массу системы

Удельный импульс является одним из важнейших параметров работы ЖРД, так как от его величины в конечном счете зависит весовая отдача ракетной системы (отношение полезной нагрузки к стартовой). На рис. 1.4 приведен график изменения начальной массы системы для запуска спутника массой 5,5 т в зависимости от удельного импульса.

В теории тепловых двигателей часто используют понятие *удельного расхода* топлива, т. е. расхода топлива, приходящегося на тягу в 1 Н:

$$\dot{m}_{\text{уд}} = \frac{\dot{m}}{P} = \frac{1}{I_{\text{у}}}. \tag{1.8}$$

Поскольку удельный расход топлива в ЖРД однозначно связан с удельным импульсом, понятие $\dot{m}_{\text{уд}}$ используется редко.

Основные соотношения общей теории ЖРД

Основными величинами, используемыми для оценок работы ЖРД и определяющими его характеристики, являются: удельный импульс, расходный комплекс β, коэффициенты тяги $K_{\text{т}}$ и $K_{\text{т.п}}$ и геометрическая степень расширения сопла $F_{\text{а}} / F_{\text{кр}}$.

Расходный комплекс камеры задается соотношением

$$\beta = \frac{p_{\text{к}} F_{\text{кр}}}{\dot{m}}. \tag{1.9}$$

Очевидно, что β имеет размерность скорости (м/с).

Теоретическое значение β рассчитывается по формуле

$$\beta = \frac{\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}}{A(\gamma)}. \tag{1.10}$$

Здесь $R_{\text{к}}$ — газовая постоянная продуктов сгорания,

$$A(\gamma) = \sqrt{\gamma}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \tag{1.11}$$

γ — показатель процесса расширения продуктов сгорания. Величины $\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}$ и $A(\gamma)$ зависят от вида топлива и почти не зависят от других параметров работы двигателя (с погрешностью 1…2 %). Поэтому считают, что теоретически β зависит только от вида топлива и является *постоянной термодинамической характеристикой данного топлива*. Для конкретного топлива расходный комплекс β зависит только от качества протекания процессов в камере сгорания и не зависит от процессов, происходящих в сопле; таким образом β является характеристикой, определяющей работу только камеры сгорания.

Коэффициент тяги $K_{\text{т}}$ задается соотношением

$$K_{\text{т}} = \frac{P}{p_{\text{к}} F_{\text{кр}}}. \tag{1.12}$$

Коэффициент тяги показывает, во сколько раз тяга двигателя больше основной составляющей тяги $p_{\text{к}} F_{\text{кр}}$. Поэтому иногда $K_{\text{т}}$ называют *безразмерной тягой*. Теоретическое значение $K_{\text{т}}$ рассчитывается по полученному из формулы тяги (1.1) выражению

$$K_{т} = 2\frac{\gamma}{\sqrt{\gamma^2-1}}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{1-\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\left\{1+\frac{\gamma-1}{2\gamma}\frac{\frac{p_{а}-p_{н}}{p_{к}}}{\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\left[1-\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}\right\}. \quad (1.13)$$

Для анализа удобнее использовать *коэффициент тяги в пустоте*

$$K_{т.п} = \frac{P_{п}}{p_{к}F_{кр}}. \quad (1.14)$$

При $p_{н} = 0$ расчетное выражение для $K_{т.п}$ получим из уравнения (1.13):

$$K_{т.п} = 2\frac{\gamma}{\sqrt{\gamma^2-1}}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{1-\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\left\{1+\frac{\gamma-1}{2\gamma}\frac{\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1-\left(\frac{p_{а}}{p_{к}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right\}. \quad (1.15)$$

Очевидно, $K_{т.п}$ не зависит ни от работы камеры сгорания, ни от внешних условий ($p_{н}$) и является характеристикой, определяющей только работу сопла камеры.

В соответствии с формулами (1.1) и (1.3) коэффициенты $K_{т}$ и $K_{т.п}$ связаны следующей зависимостью:

$$K_{т} = K_{т.п} - \frac{p_{н}}{p_{к}}\frac{F_{а}}{F_{кр}}, \quad (1.16)$$

откуда с учетом равенства (1.12) получаем выражение для определения на основе опытных данных действительного значения коэффициента тяги в пустоте

$$K_{т.п.д} = \frac{P_{д} + p_{н}F_{а}}{p_{к}F_{кр}}, \quad (1.17)$$

где $P_{д}$ — замеренная действительная тяга двигателя. Сопоставляя выражения (1.9), (1.12) и (1.14), получаем формулы для определения $I_{у}$ и $I_{у.п}$:

$$I_{у} = \beta K_{т}, \quad I_{у.п} = \beta K_{т.п}. \quad (1.18)$$

Геометрическая степень расширения сопла $\overline{F}_{а}$ (или просто *степень расширения*) определяется следующим образом:

$$\overline{F}_{а} = \frac{F_{а}}{F_{кр}}. \quad (1.19)$$

Эта величина не только определяет размеры сопла, но и характеризует основные параметры работы сопла: $p_к/p_а$, $M_а$ (или скорость $w_а$), $\rho_к/\rho_а$. Связь между основными параметрами определяется известными из газовой динамики соотношениями:

$$\overline{F}_а = \frac{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}}}{\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\sqrt{1-\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}, \tag{1.20}$$

или

$$\overline{F}_а = \frac{1}{M_а}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_а^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \tag{1.21}$$

$$w_а = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}R_к T_к\left[1-\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}, \tag{1.22}$$

$$\frac{p_к}{p_а} = \left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_а^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \tag{1.23}$$

$$\frac{T_к}{T_а} = 1+\frac{\gamma-1}{2}M_а^2, \tag{1.24}$$

$$\frac{\rho_к}{\rho_а} = \left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_а^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}. \tag{1.25}$$

Сопоставляя приведенные выражения, мы видим, что степень расширения сопла однозначно определяет любой из основных параметров работы сопла. Отношение

$$\varepsilon = \frac{p_к}{p_а} \tag{1.26}$$

называют *степенью расширения газа в сопле* (или *газодинамической степенью расширения*). Как видно из выражения (1.20), газодинамическая степень расширения ε при заданных топливе (т. е. заданном γ) и геометрической степени расширения сопла $\overline{F}_а$ не зависит от изменения давления в камере сгорания.

Соотношения (1.20)–(1.25), очевидно, справедливы не только для определения параметров на срезе сопла, но и позволяют определить значения $p_к/p$, M (или скорость w), $\rho_к/\rho$ в любом сечении сопла $\overline{F} = F/F_{кр}$. Используя указанные соотношения, можно определить изменение параметров p, w, ρ, T вдоль

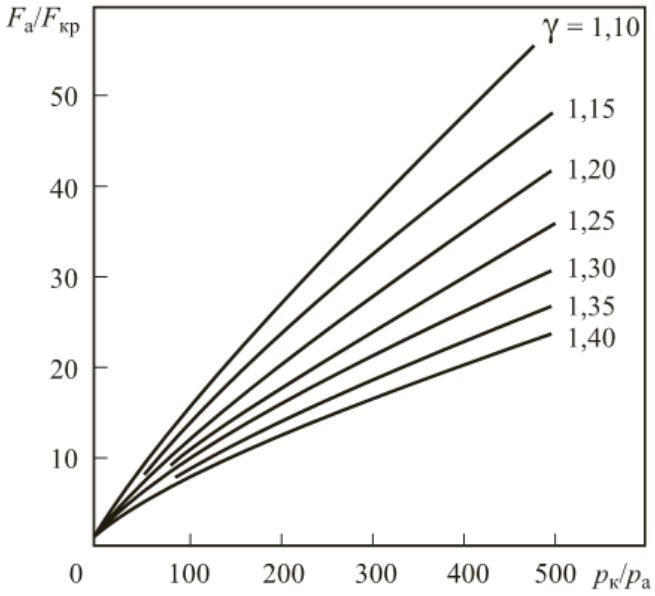


Рис. 1.5. Зависимость $F_а/F_{кр} = f(p_к/p_а, \gamma)$

длины сопла. На рис. 1.5 приведены графики изменения геометрической степени расширения сопла в зависимости от отношения $p_к/p_a$ и величины γ.

Характеристики ЖРД

В жидкостном ракетном двигателе различают два основных типа характеристик: дроссельные и высотные.

Дроссельной (или *расходной*) характеристикой называется зависимость тяги P или удельного импульса $I_у$ от давления в камере сгорания $p_к$ (или от расхода $\dot{m}$) при постоянной высоте полета (постоянном давлении $p_н$ окружающей среды).

Высотной характеристикой называется изменение тяги P или удельного импульса $I_у$ в зависимости от давления окружающей среды $p_н$ (или от высоты H, на которой работает двигатель) при постоянном давлении $p_к$ (постоянном расходе $\dot{m}$).

Уравнение дроссельной характеристики $P = f(p_к)$ получаем из формулы тяги (1.1), преобразованной с учетом соотношений (1.9) и (1.26):

$$P = p_к\left(\frac{w_а F_{кр}}{\beta} + \frac{1}{\varepsilon}F_а\right) - p_н F_а. \qquad (1.27)$$

Поскольку сумма, заключенная в скобки, и член $p_н F_а$ от давления $p_к$ не зависят, уравнение характеристики имеет вид уравнения прямой:

$$P = Ap_к - B.$$

На рис. 1.6, *а* представлены дроссельные характеристики, построенные по уравнению (1.27) для двигателей с различной степенью расширения газа, и на рис. 1.6, *б* — для двигателей, работающих у земли ($p_н = p_0$) и в пустоте ($p_н = 0$). При значительном уменьшении расхода топлива по сравнению с расходом на расчетном режиме произойдет отрыв потока газа от стенок сопла (см. в 2.7). В этом случае уравнение (1.27) не будет справедливым и график

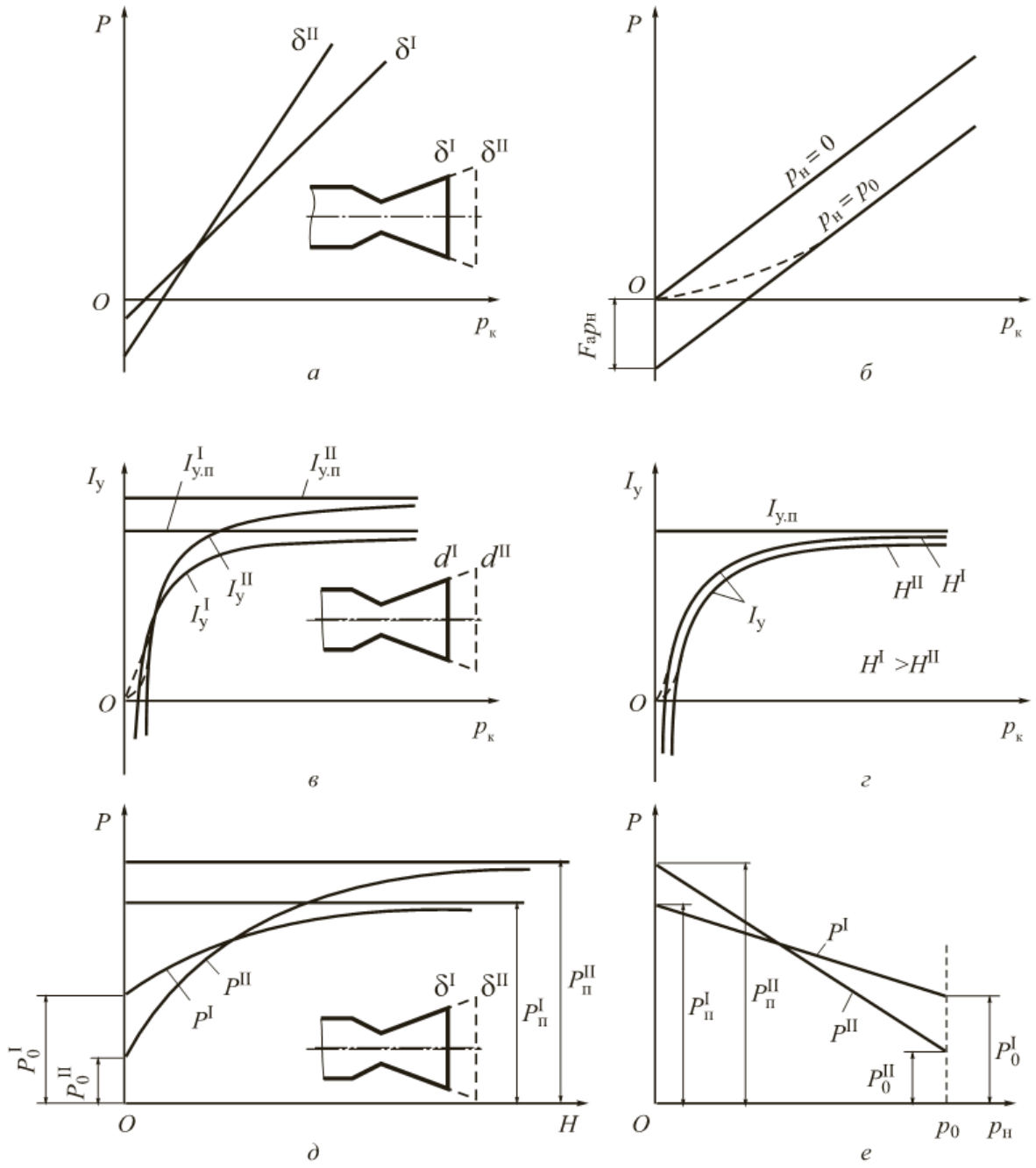


Рис. 1.6. Характеристики ЖРД:
а, *б* — дроссельные характеристики тяги; *в*, *г* — дроссельные характеристики удельного импульса; *д*, *е* — высотные характеристики; P_0 — тяга на уровне моря

действительной характеристики пойдет в начало координат, как показано на рисунках пунктиром.

Используя понятие удельного импульса и формулу (1.9), дроссельную характеристику изменения удельного импульса можно определить из формулы (1.27):

$$I_{\text{у}} = w_{\text{а}} + \frac{F_{\text{а}}}{F_{\text{кр}}}\frac{1}{\varepsilon}\beta - \frac{1}{p_{\text{к}}}\frac{F_{\text{а}}}{F_{\text{кр}}}p_{\text{н}}\beta, \qquad (1.28)$$

или записать в виде

$$I_{\text{у}} = C - \frac{1}{p_{\text{к}}} D.$$

При работе двигателя в пустоте ($p_{\text{н}} = 0$) имеем

$$I_{\text{у.п}} = w_{\text{а}} + \frac{F_{\text{а}}}{F_{\text{кр}}} \frac{1}{\varepsilon} \beta, \tag{1.29}$$

т. е. удельный импульс в пустоте не зависит от давления $p_{\text{к}}$ (от расхода $\dot{m}$).

На рис. 1.6, *в*, *г* приведены дроссельные характеристики $I_{\text{у}} = f(p_{\text{к}})$ и $I_{\text{у.п}} = f(p_{\text{к}})$ для двигателей с различной степенью расширения газа и для двигателей, работающих на разной высоте.

Зависимости тяги или удельного импульса от высоты полета (*высотные характеристики*) определяются непосредственно по формулам (1.1) или (1.4), в которых с изменением высоты изменяется только $p_{\text{н}}$. Из сравнения этих формул видно, что характеристики тяги и удельного импульса в зависимости от давления окружающей среды отличаются только масштабом (рис. 1.6, *е*). Высотные характеристики тяги или удельного импульса в зависимости от высоты полета для двигателей с различной степенью расширения газа приведены на рис. 1.6, *д*.

1.3. Системы коэффициентов потерь удельного импульса. Расход топлива и основные размеры сопла

Системы коэффициентов для оценки качества протекания процессов в ЖРД

Для оценки качества протекания процессов в ЖРД можно использовать либо коэффициенты полезного действия, оценивающие совершенство преобразования исходной энергии в полезную работу, либо коэффициенты, оценивающие потери удельного импульса вследствие неидеальности процессов преобразования энергии.

В первом случае это будут так называемые *энергетические коэффициенты* (КПД), во втором — *импульсные коэффициенты*.

В теории ЖРД более распространены импульсные коэффициенты, рассматриваемые ниже. Энергетические коэффициенты подробно разобраны в работах [2], [3].

Если обозначить через φ_I *коэффициент удельного импульса*, то действительный удельный импульс можно определить по формуле

$$I_{\text{у.д}} = \varphi_I I_{\text{у}}. \tag{1.30}$$

Потери удельного импульса в общем случае определяются потерями в камере сгорания, сопле и вследствие теплового сопротивления, которые мы будем оценивать соответственно коэффициентом камеры $\varphi_{\text{к}}$, коэффициентом сопла $\varphi_{\text{с}}$

и коэффициентом, учитывающим потери вследствие теплового сопротивления $\varphi_{\text{тепл}}$. Таким образом, имеем

$$\varphi_I = \varphi_{\text{к}}\varphi_{\text{с}}\varphi_{\text{тепл}}. \tag{1.31}$$

Выше мы отметили два основных параметра, определяющих процессы, протекающие в камере сгорания и в сопле: расходный комплекс β и коэффициент тяги в пустоте $K_{\text{т.п}}$. Отличие действительного значения комплекса $\beta_{\text{д}}$, полученного на основании опытных данных по формуле (1.9), от рассчитанного по уравнению (1.10) свидетельствует о некачественности организации и протекания процессов в камере сгорания, т. е. о потерях в камере сгорания (подробно об этом см. § 3.6). В случае изобарической камеры сгорания коэффициент камеры можно рассчитать следующим образом:

$$\varphi_{\text{к}} = \frac{\beta_{\text{д}}}{\beta}. \tag{1.32}$$

Если при сравнении расчетного и действительного значений комплекса β действительный расход топлива установить равным расчетному и расходный комплекс β определять при действительном значении $F_{\text{кр}}$, т. е. принять $\dot{m}_{\text{д}} = \dot{m}$ и $F_{\text{кр.д}} = F_{\text{кр}}$, то

$$\varphi_{\text{к}} = \frac{\beta_{\text{д}}}{\beta} = \frac{p_{\text{к.д}}}{p_{\text{к}}}. \tag{1.33}$$

Таким образом, $\varphi_{\text{к}}$ характеризует потери давления вследствие некачественности процессов, протекающих в камере сгорания. Поэтому $\varphi_{\text{к}}$ иногда называют *коэффициентом полноты давления*.

Подставив в уравнение (1.32) значения β, определенные по формуле (1.10), получим

$$\varphi_{\text{к}} = \frac{\left(\sqrt{R_{\text{к}}T_{\text{к}}}\right)_{\text{д}}}{\sqrt{R_{\text{к}}T_{\text{к}}}},$$

откуда, полагая $R_{\text{к.д}} = R_{\text{к}}$, имеем

$$\frac{T_{\text{к.д}}}{T_{\text{к}}} = \varphi_{\text{к}}^2. \tag{1.34}$$

Формула (1.34) позволяет при известном или заданном значении $\varphi_{\text{к}}$ оценить уменьшение расчетной температуры в камере сгорания вследствие происходящих в ней потерь. Эти потери состоят из двух видов: из-за неполноты сгорания вследствие некачественного протекания процессов преобразования топлива в продукты сгорания (см. § 3.1) (эти потери не поддаются точному учету, обычно определяются экспериментально и характеризуются коэффициентом неполноты сгорания $\varphi_{\text{сг}}$); из-за неравномерности распределения по сечению камеры компонентов топлива и расходонапряженности, выражаемых коэффициентом неравномерности $\varphi_{\text{н}}$. Таким образом,

$$\varphi_{\text{к}} = \varphi_{\text{сг}}\,\varphi_{\text{н}}. \tag{1.35}$$

Общие потери $\varphi_к$ в камере сгорания находятся в диапазоне 0,95–0,99.

Потери, происходящие в сопле, определяются отношением действительного коэффициента тяги в пустоте $K_{т.п.д}$, определенного из опытных данных по формуле (1.17), к теоретическому $K_{т.п}$, рассчитанному по формуле (1.15):

$$\varphi_с = \frac{K_{т.п.д}}{K_{т.п}}. \tag{1.36}$$

Они в общем случае обусловлены потерями из-за рассеяния потока ($\varphi_{рас}$), трения ($\varphi_{тр}$), потерями на входе ($\varphi_{вх}$), потерями из-за неравновесности процесса расширения ($\varphi_{нер}$) и неадиабатичности ($\varphi_{охл}$), а также потерями, связанными с сужением потока вследствие наличия пограничного слоя ($\varphi_{суж}$), и потерями при расширении двухфазного потока ($\varphi_ф$). Таким образом,

$$\varphi_с = \varphi_{рас}\varphi_{тр}\varphi_{вх}\varphi_{нер}\varphi_{охл}\varphi_{суж}\varphi_ф. \tag{1.37}$$

(Подробно об этом см. в 2.2.)

Потери вследствие теплового сопротивления имеют место только при скоростной камере сгорания. Расчет их приведен в работах [2], [3]. Для изобарической камеры сгорания $\varphi_{тепл} = 1$, и тогда выражение (1.31) принимает вид

$$\varphi_I = \varphi_к\varphi_с. \tag{1.38}$$

Определение расхода топлива и площадей сечений сопла $F_{кр}$ и $F_а$

Рассмотрим, как определяются с учетом потерь расход топлива и площади критического и выходного сечений сопла ($F_{кр}$ и $F_а$) при заданной тяге, известной из теплового расчета удельного импульса $I_у$, и заданных или известных коэффициентах потерь $\varphi_к$ и $\varphi_с$.

Теоретический, т. е. без учета потерь, расход топлива определяется по формуле

$$\dot{m} = \frac{P}{I_у}. \tag{1.39}$$

Действительный, т. е. с учетом потерь, расход топлива, необходимый для обеспечения заданной тяги, определяется равенством

$$\dot{m}_д = \frac{P}{\varphi_I I_у}. \tag{1.40}$$

Из выражений (1.39) и (1.40) получаем соотношение, связывающее действительный и теоретический расходы топлива:

$$\dot{m}_д = \frac{\dot{m}}{\varphi_I}, \tag{1.41}$$

т. е. для получения заданной тяги необходимо подавать больше топлива, чтобы компенсировать потери.

Теоретическая площадь критического сечения $F_{кр}$ определяется из формулы (1.9):

$$F_{кр} = \frac{\dot{m}\beta}{p_к}. \tag{1.42}$$

Действительная площадь критического сечения $F_{кр.д}$ с учетом уравнений (1.32) и (1.41) определяется следующим образом:

$$F_{кр.д} = \frac{\dot{m}_д \beta_д}{p_к} = \frac{\dot{m}\beta\varphi_к}{\varphi_I p_к} = \frac{\dot{m}\beta}{p_к}\frac{\varphi_к}{\varphi_к\varphi_с},$$

или

$$F_{кр.д} = F_{кр}\frac{1}{\varphi_с}. \tag{1.43}$$

Это значит, что площадь критического сечения необходимо увеличивать только для того, чтобы пропустить через него дополнительный расход топлива, что компенсирует потери в сопле. Дополнительный расход топлива нужен для возмещения потерь в камере сгорания, при этом увеличения $F_{кр}$ не требуется.

Определим площадь сечения сопла на срезе. Согласно уравнению расхода топлива теоретическое значение $F_а$ и действительное $F_{а.д}$ вычисляется соответственно по формулам

$$F_а = \frac{\dot{m}}{w_а\rho_а}, \tag{1.44}$$

$$F_{а.д} = \frac{\dot{m}_д}{w_{а.д}\rho_{а.д}}. \tag{1.45}$$

Найдем приближенную связь между $F_{а.д}$ и $F_а$. Согласно уравнению (1.30) имеем

$$w_{а.д} = \varphi_I w_а. \tag{1.46}$$

На основании уравнения состояния $p = \rho RT$ получим

$$\frac{\rho_{а.д}}{\rho_а} = \frac{R_а T_а}{R_{а.д} T_{а.д}} \approx \frac{T_а}{T_{а.д}}. \tag{1.47}$$

Поскольку

$$T_а = T_к\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad T_{а.д} = T_{к.д}\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

то в соответствии с равенством (1.34) имеем

$$\frac{T_{а.д}}{T_а} = \frac{T_{к.д}}{T_к} \approx \varphi_к^2. \tag{1.48}$$

Подставляя в выражение (1.45) значения $\dot{m}_д$, $w_{а.д}$ и $\rho_{а.д}$, определенные формулами (1.41), (1.46) и (1.47), с учетом соотношения (1.48) получим

$$F_{а.д} \approx \frac{\dot{m}\varphi_к^2}{\varphi_f \varphi_l w_а \rho_а} = F_а \frac{\varphi_к^2}{\left(\varphi_к \varphi_с\right)^2} = F_а \frac{1}{\varphi_с^2}. \qquad (1.49)$$

Очевидно, что влияние потерь сказывается на увеличении $F_{а.д}$ более резко, чем на увеличении $F_{кр.д}$. Причина этого заключается в том, что на величину $F_{а.д}$, кроме увеличения расхода, влияет также уменьшение действительной скорости $w_{а.д}$ по сравнению с $w_а$.

Глава 2

Сопла ЖРД

В сопле камеры двигателя происходят расширение и разгон продуктов сгорания, т. е. преобразование тепловой энергии, получаемой в камере сгорания, в кинетическую энергию движения газов. От качества работы сопла, его экономичности и веса зависят качество и вес всей двигательной установки.

2.1. Типы сопел и основные требования к ним

В настоящее время применяются (или исследуется возможность применения) следующие основные типы сопел (рис. 2.1): конические, профилированные и сопла с центральным телом.

Конические и профилированные сопла

Конические сопла имеют закритическую часть в виде конуса с прямой образующей (рис. 2.1, *а*). Они наиболее просты в изготовлении и широко применялись

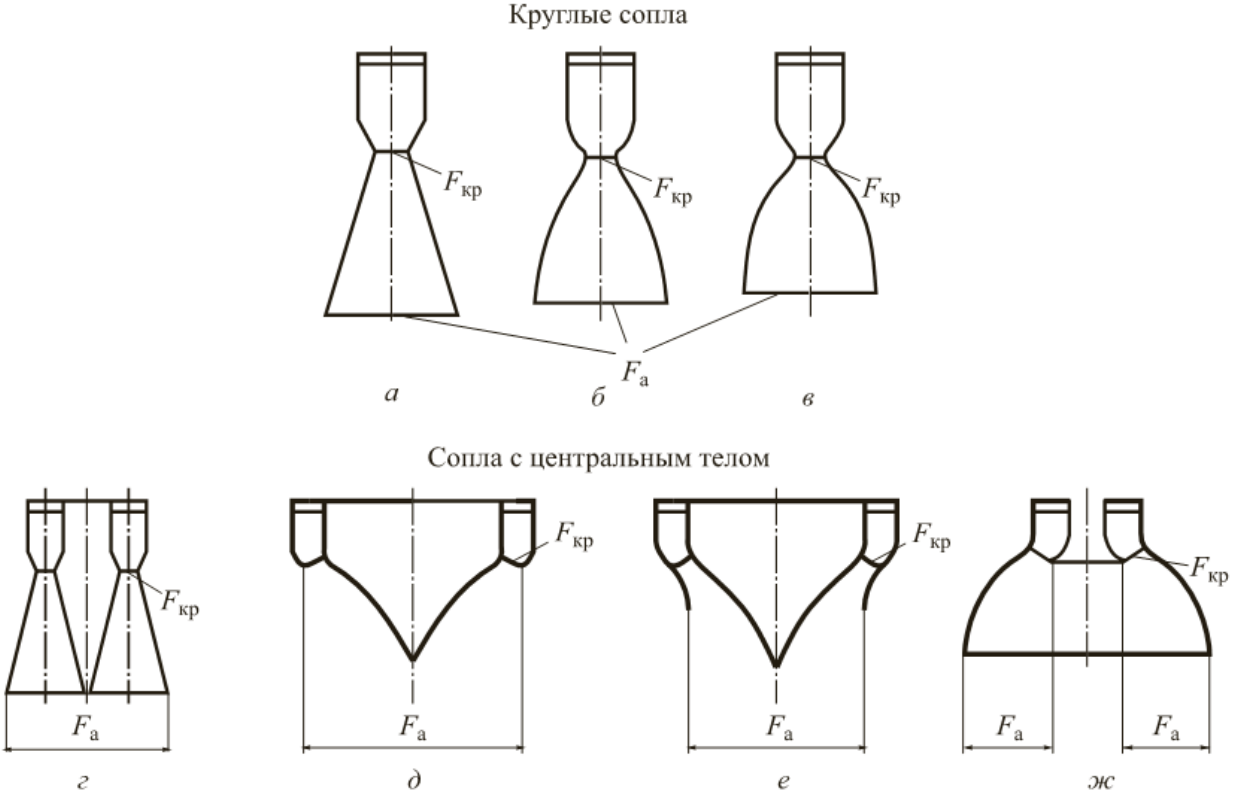


Рис. 2.1. Типы сопел ЖРД:
а — коническое; *б* — с угловым входом; *в* — профилированное; *г* — кольцевое; *д* — с полным внешним расширением; *е* — с частичным внутренним расширением; *ж* — тарельчатое со свободным внутренним расширением

в ракетных двигателях. По величине потерь и весовым характеристикам конические сопла уступают профилированным и в настоящее время почти полностью вытеснены ими. Конические сопла находят применение только в некоторых двигателях малых тяг и экспериментальных камерах.

Профилированные сопла имеют образующую расширяющейся части, выполненную по кривой, совпадающей с линией тока (рис. 2.1, *б*, *в*). В настоящее время это самый распространенный тип сопел ЖРД (см. вклейку, рис. 4). Различают профилированные сопла с плавным входом в расширяющуюся часть сопла (рис. 2.1, *в*) и сопла, имеющие излом образующей в критическом сечении. Последний тип сопла называют *соплом с угловым входом* в расширяющуюся часть, или просто *соплом с угловым входом* (рис. 2.1, *б*).

Иногда сопла, критическое сечение которых имеет форму круга, в отличие от сопел с центральным телом называют *обыкновенными* или *круглыми соплами*. Как правило, под коническими или профилированными соплами подразумевают круглые сопла.

Сопла с центральным телом

В последние годы интенсивно исследуется возможность применения в ЖРД сопел с центральным телом, аналогичных типу сопел, успешно используемых в воздушно-реактивном двигателе (ВРД).

Различают следующие типы сопел с центральным телом.

Кольцевые сопла (рис. 2.1, *г*), расширение потока в которых ограничено кольцевым каналом с твердыми стенками. Работа кольцевых сопел принципиально не отличается от работы круглых сопел.

Штыревые сопла (рис. 2.1, *д*), не имеющие за критическим сечением внешней стенки, формирующей поток. Часто этот тип сопел называют просто соплом с центральным телом.

Штыревые сопла с частичным внешним участком расширяющейся части (рис. 2.1, *е*), у которых внешняя стенка определяет расширение только до определенного давления. Такой тип сопла является промежуточным между соплами, показанными на рис. 2.1, *г* и 2.1, *д*. Применение этих сопел может быть целесообразно при необходимости значительного расширения и разгона газа до больших значений скоростей на срезе сопла.

Тарельчатые сопла (см. рис. 2.1, *ж* и вклейку, рис. 5), называемые так вследствие тарельчатой формы центрального тела, по существу являются соплами с центральным телом со свободной внутренней поверхностью расширения, так как за критическим сечением они не имеют внутренней стенки.

Задача проектирования сопел и требования, предъявляемые к ним

Из расчета двигателя нам известны только размеры критического сечения сопла $F_{кр}$, выходного сечения сопла $F_а$ (или задано давление на срезе $p_а$). При проектировании камеры сгорания мы определяем также размеры входа в сопловую часть. Однако другие важные размеры сопла, в частности длина и углы наклона стенок сопла во входной и выходной частях, нам не известны.

Задача проектирования сопла состоит в определении такого контура стенок сопла, при котором удовлетворялись бы следующие основные требования, предъявляемые к соплам.

1. Сопло должно иметь возможно меньшие потери тяги, т. е. возможно большее значение коэффициента сопла φ_c.

2. Площадь поверхности стенок сопла при заданных $F_{кр}$ и F_a должна быть минимальной, что уменьшает вес сопла и облегчает его охлаждение.

3. Конструкция и технология изготовления сопла должны быть по возможности более простыми.

Как часто бывает в технике, указанные требования являются в известной мере противоречивыми и полное удовлетворение одного из них приводит к некоторому ухудшению других свойств сопла. Поэтому при проектировании сопла в зависимости от назначения двигателя принимают то или иное компромиссное решение.

2.2. Потери удельного импульса в сопле ЖРД

Классификация и оценки потерь

Как уже указывалось (см. § 1.3), потери в сопле ЖРД оцениваются коэффициентом

$$\varphi_c = \frac{K_{т.п.д}}{K_{т.п}}.$$

Величина φ_c зависит от различных видов потерь в сопле, в частности, вследствие:

1) рассеяния скорости на срезе сопла $\varphi_{рас}$;

2) трения газа о стенки сопла $\varphi_{тр}$;

3) неидеальности течения газа в сужающейся части сопла $\varphi_{вх}$;

4) химической неравновесности процесса расширения $\varphi_{нер}$;

5) неадиабатичности течения продуктов сгорания по соплу $\varphi_{охл}$ (иногда такие потери называют потерями на охлаждение);

6) сужения сечения потока $\varphi_{суж}$ (такие потери связаны с наличием пристеночного слоя);

7) течения в сопле двухфазного потока $\varphi_ф$.

В некоторых случаях к потерям в сопле условно относят потери тяги, возникающие вследствие работы сопла на нерасчетном режиме $\varphi_{н.р}$. Это неправомерно, так как потери тяги в результате работы на нерасчетном режиме не зависят от качества протекания процессов в сопле. Однако иногда, при сравнительной оценке различных контуров укороченных сопел, удобно учитывать эти потери введением коэффициента $\varphi_{н.р}$, отнесенного к соплу.

Каждый из указанных видов потерь оценивается соответствующим коэффициентом φ_i ($\varphi_{рас}$, $\varphi_{тр}$ и т. д.), выражаемым как

$$\varphi_i = \frac{P_п - \Delta P_i}{P_п}, \qquad (2.1)$$

где ΔP_i — величина, на которую уменьшается тяга вследствие данного вида потерь.

Зная для каждого вида потерь коэффициент

$$\varphi_i = \frac{P_{\text{п.д}}}{P_{\text{п}}} = \frac{P_{\text{п}} - \sum_{i=1}^{n} \Delta P_i}{P_{\text{п}}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n} \Delta P_i}{P_{\text{п}}} = \sum_{i=1}^{n} \left(1 - \frac{\Delta P_i}{P_{\text{п}}}\right) - (n-1), \tag{2.2}$$

можно определить и коэффициент $\varphi_{\text{с}}$. С учетом уравнения (2.1) получим

$$\varphi_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{n} \varphi_i - (n-1). \tag{2.3}$$

Удобнее (и привычнее) определять $\varphi_{\text{с}}$ не как сумму φ_i, а как произведение:

$$\varphi_{\text{с}} = \varphi_{\text{рас}} \varphi_{\text{тр}} \varphi_{\text{вх}} \varphi_{\text{нер}} \varphi_{\text{охл}} \varphi_{\text{суж}} \varphi_{\text{ф}}. \tag{2.4}$$

В случае $\varphi_i > 0{,}9$ различие величин $\varphi_{\text{с}}$, определенных по формулам (2.3) или (2.4), невелико.

По результатам опытных данных общие потери в сопле определяются по формуле (1.36): $\varphi_{\text{с}} = K_{\text{т.п.д}} / K_{\text{т.п}}$.

Рассмотрим более подробно составляющие потери, входящие в выражение (2.4).

Потери из-за рассеяния скорости на выходе из сопла

При выводе уравнения тяги мы считали, что направление потока газов, истекающих из сопла, параллельно оси сопла. В действительности если в сечении $F_{\text{а}}$ направление стенки сопла не параллельно оси, то и скорость потока, направленная вдоль стенки, отклоняется от направления действия силы тяги (рис. 2.2). Тяга сопла определяется только составляющей скорости $w_{\text{а}x}$, параллельной оси x.

Поскольку $w_{\text{а}x} < w_{\text{а}}$, то и тяга сопла меньше, чем расчетная тяга, соответствующая скорости $w_{\text{а}}$. Определим величину потерь вследствие рассеяния. При достаточно малых значениях $\theta_{\text{а}}$ и при отношении $F_{\text{а}} / F_{\text{кр}} > 3$ можно допустить, что в выходном сечении сопла имеет место радиальное течение и поверхность $p_{\text{а}} = \text{const}$ имеет форму сферы радиуса r с площадью поверхности $F'_{\text{а}}$.

Для определения тяги выделим на поверхности площадью $F'_{\text{а}}$ кольцевой элемент с дугой dl, заключенный между углами θ и $(\theta + d\theta)$, и найдем долю

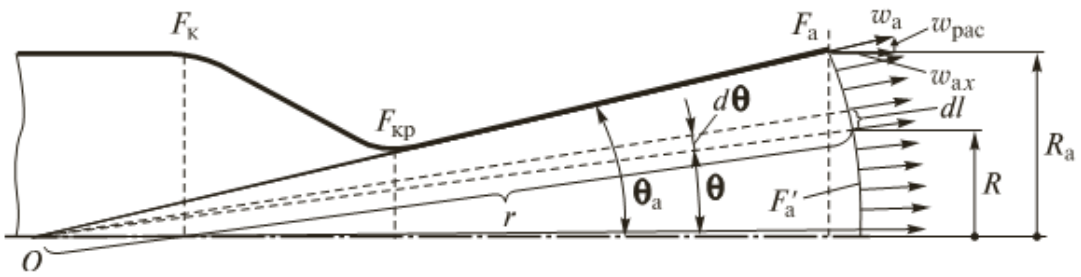


Рис. 2.2. Определение потерь из-за рассеяния $\varphi_{\text{рас}}$

тяги элемента. Осевая составляющая тяги элемента в пустоте определяется по формуле

$$dP_{\text{п.д}} = w_{\text{a}x}\rho_{\text{a}} w_{\text{a}} 2\pi R dl + p_{\text{a}} 2\pi R dl \cos\theta. \tag{2.5}$$

Учитывая, что

$$\begin{gathered} w_{\text{a}x} = w_{\text{a}} \cos\theta, \\ dl = r d\theta = \frac{R}{\sin\theta} d\theta, \\ R = R_{\text{a}} \frac{\sin\theta}{\sin\theta_{\text{a}}}, \end{gathered} \tag{2.6}$$

и подставляя выражения (2.6) в уравнение (2.5), получим

$$dP_{\text{п.д}} = \rho_{\text{a}} w_{\text{a}}^2 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \sin\theta\cos\theta d\theta + p_{\text{a}} 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \sin\theta\cos\theta d\theta.$$

Проинтегрировав это выражение в пределах от 0 до θ_{a}, имеем

$$\begin{aligned} P_{\text{п.д}} &= 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \int_0^{\theta_{\text{a}}} \left(\rho_{\text{a}} w_{\text{a}}^2 \sin\theta\cos\theta + p_{\text{a}} \sin\theta\cos\theta\right) d\theta = \\ &= 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \left[\rho_{\text{a}} w_{\text{a}}^2 \frac{1-\cos^2\theta_{\text{a}}}{2} + p_{\text{a}} \frac{1-\cos^2\theta_{\text{a}}}{2} \right]. \end{aligned} \tag{2.7}$$

Расход газа, проходящего через поверхность площадью F'_{a}, определим по формуле

$$\dot{m} = \int_0^{\theta_{\text{a}}} \rho_{\text{a}} w_{\text{a}} dF.$$

В соответствии с уравнениями (2.6) найдем площадь элемента:

$$dF = 2\pi R dl = 2\pi R \frac{R}{\sin\theta} d\theta = 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \sin\theta d\theta, \tag{2.8}$$

и тогда

$$\dot{m} = 2\pi\rho_{\text{a}} w_{\text{a}} \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \int_0^{\theta_{\text{a}}} \sin\theta d\theta = 2\pi\rho_{\text{a}} w_{\text{a}} \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \left(1-\cos\theta_{\text{a}}\right).$$

Площадь поверхности сегмента вычислим по формуле

$$F'_{\text{a}} = 2\pi \frac{R_{\text{a}}^2}{\sin^2\theta_{\text{a}}} \left(1-\cos\theta_{\text{a}}\right). \tag{2.9}$$

Подставляя соотношения (2.2) и (2.9) в выражение (2.7), получим

$$P_{\text{п.д}} = \frac{1+\cos\theta_{\text{a}}}{2} \left(w_{\text{a}} \dot{m} + p_{\text{a}} F'_{\text{a}}\right). \tag{2.10}$$

Сопоставив выражение, стоящее в скобках, с уравнением тяги (1.3), видим, что эта величина является тягой ракетного двигателя в пустоте с параллельным истечением газа из сопла, площадь которого на выходе равна F_a'. Если ввиду малости угла θ_a принять площадь поверхности F_a' равной площади среза сопла F_a, то величина, стоящая в скобках, будет равна тяге ракетного двигателя с параллельным истечением газа.

Обозначив

$$\frac{1+\cos\theta_a}{2} = \varphi_{рас}, \tag{2.11}$$

окончательно перепишем уравнение (2.10) в виде

$$P_{п.д} = \varphi_{рас} P_п, \tag{2.12}$$

где $\varphi_{рас}$ — коэффициент потерь тяги из-за рассеяния потока ввиду непараллельности истечения газа. Зависимость $\varphi_{рас}$ от угла θ_a приведена в табл. 2.1.

Таблица 2.1

θ_a, град	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$\varphi_{рас}$	1,000	0,9997	0,9988	0,9972	0,9951	0,9924	0,9890	0,9851	0,9806	0,9755	0,9698

Из табл. 2.1 видно, что для сопла с раствором $\theta_a = 14°$ тяга P будет составлять 98,5 % от тяги, определяемой по формуле (1.3), а при угле $\theta_a = 6°$ потери из-за рассеяния составляют всего 0,3 %. Несмотря на то что данный вывод справедлив только для радиального течения газов по соплу, формула (2.11) с достаточной точностью позволяет оценить потери вследствие рассеяния также и для профилированных сопел.

Для уменьшения потерь вследствие рассеяния необходимо, чтобы угол θ_a был возможно меньшим, и при $\theta_a = 0$ будем иметь $\varphi_{рас} = 1$. Однако, как мы увидим далее (см. § 2.5), в соплах ракетных двигателей нецелесообразно доводить угол θ_a до нуля, так как при этом сильно возрастают длина сопла, а следовательно, потери из-за трения и вес сопла. Для обычно применяемых профилированных или конических сопел полуугол раскрытия сопла находится в диапазоне 5…15° и потери тяги вследствие рассеяния составляют 0,3…1,5 %.

Потери из-за трения в сопле

В результате трения газа о стенки возникает сила, действующая на стенку сопла в сторону, противоположную направлению тяги («тянущая» сила). Сила трения, действующая на кольцевой участок стенки сопла площадью dS_i (рис. 2.3), определяется по формуле

$$dP_{тр\,i} = C_{f\,i} \frac{\rho_i w_i^2}{2} \cos\theta \, dS_i, \tag{2.13}$$

где ρ_i и w_i — соответственно плотность и скорость потока в i-м сечении; $C_{f\,i}$ — коэффициент поверхностного трения.

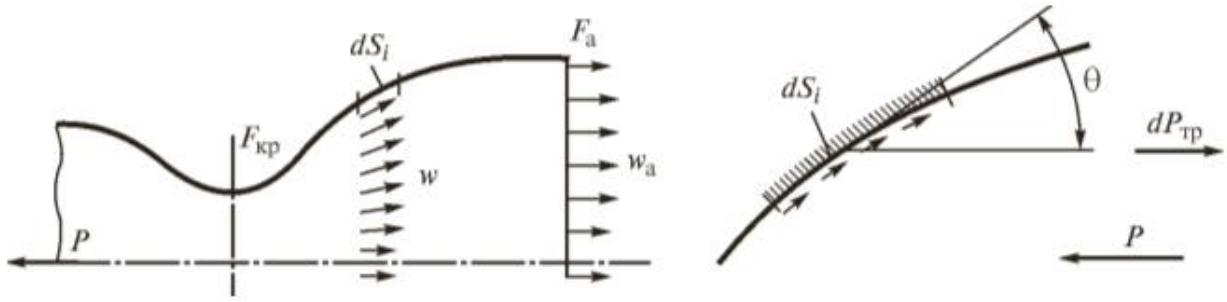


Рис. 2.3. Определение потерь из-за трения

Коэффициент поверхностного трения C_f с учетом сжимаемости газа и теплообмена можно рассчитать на основе теории пограничного слоя. Приближенные значения C_f можно получить, используя полуэмпирическую формулу

$$C_f = C_{f\,н}\left(1 + r\frac{\gamma - 1}{2}\mathrm{M}^2\right)^{-0{,}55}, \qquad (2.14)$$

где $C_{f\,н}$ — коэффициент трения несжимаемой жидкости; r — коэффициент восстановления.

Для ориентировочных расчетов потерь вследствие трения можно полагать

$$r = 0{,}89, \quad C_{f\,н} = 0{,}003\ldots0{,}006.$$

Суммарная сила трения, действующая на стенки сопла, определяется формулой

$$P_{тр} = \int_S dP_{тр\,i}. \qquad (2.15)$$

Тяга в пустоте с учетом действия сил трения выражается следующим образом:

$$P_{п.д} = P_п - P_{тр} = \varphi_{тр} P_п, \qquad (2.16)$$

где $\varphi_{тр}$ — коэффициент потерь вследствие трения:

$$\varphi_{тр} = \frac{P_п - P_{тр}}{P_п} = 1 - \frac{P_{тр}}{P_п}. \qquad (2.17)$$

Для сопел ЖРД значения коэффициента потерь вследствие трения находятся в пределах 0,980–0,995.

Пример. Определить потери в сопле вследствие трения и коэффициенты потерь в результате трения $\varphi_{тр}$ и рассеивания $\varphi_{рас}$ без учета трения на участке камеры до критического сечения при основных параметрах работы двигателя и следующих размерах сопла:

$p_к = 6{,}87$ МПа; $\dot{m} = 12{,}5$ кг/с; $T_к = 3010$ К; $\gamma = 1{,}2$; $R = 337$ Дж/(кг · К); $R_{кр} = 0{,}03$ м;

$p_а = p_н = 0{,}069$ МПа; $R_а = 0{,}104$ м; $F_а = 3{,}38 \cdot 10^{-2}$ м^2; $\overline{x}_а = x_а / R_{кр} = 10$; $\theta_а = 4°$.

Контур сопла приведен на рис. 2.4.

Р е ш е н и е. Для определения потерь вследствие трения разобьем длину сопла на пять участков и вычислим потери вследствие трения по параметрам, отнесенным к середине участка. Коэффициент трения находим приближенно по формуле (2.14).

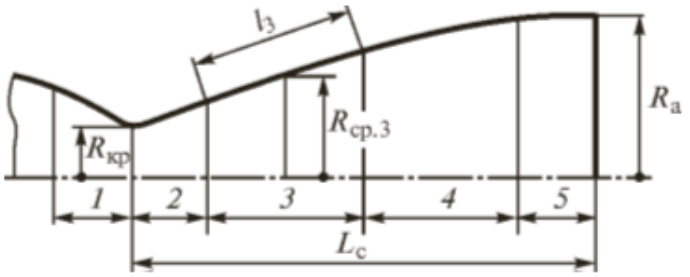


Рис. 2.4. Определение $\Delta P_{тр}$

Пусть $C_{fн} = 0{,}003$, $r = 0{,}89$. Зная средние значения $F/F_{кр}$, величины $p/p_{кр}$, M, ρ, w определяем по известным соотношениям газовой динамики. Данные расчета приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Пример расчета потерь из-за трения

Номера участков (i)	1	2	3	4	5
Угол наклона контура θ_i, град	30	21,5	16	11	4
$\cos\theta_i$	0,864	0,980	0,990	0,995	0,999
Средний радиус $R_{ср\,i} \cdot 10^3$, м	37,5	38,5	64,5	91	102
Поверхность участка $\Delta S_i = 2\pi R_{ср\,i}\Delta x_i \cdot 10^3$, м^2	13,9	13,0	41,8	58,2	32,9
$F_i / F_{кр}$	1,56	1,65	4,62	9,20	11,6
$p_i / p_к$	0,901	0,165	0,0356	0,0140	0,0104
M_i^2	0,174	3,50	7,40	10,36	11,3
$\left(1+\frac{\gamma-1}{2} r M_i^2\right)^{0,55}$	1,01	1,16	1,32	1,43	1,47
$C_{fi} \cdot 10^2$	0,287	0,258	0,227	0,21	0,204
$w_i^2 \cdot 10^{-4}$, м^2/с^2	20,9	314	517	617	643
ρ_i, кг/м^3	6,22	1,51	0,424	0,183	0,155
$\frac{\rho_i w_i^2}{2} \cdot 10^{-4}$, Н/м^2	64,99	237,07	109,61	59,54	49,83
Сила трения на участке $\Delta P_{тр\,i} = C_{fi}\frac{\rho_i w_i^2}{2}\Delta S_i \cos\theta_i$, Н	23,4	78,0	103	72,6	33,4

Суммарная сила трения вычисляется по формуле

$$P_{тр} = \sum_{i=1}^{n} \Delta P_{тр\,i} \approx 311\ \text{Н}.$$

Определим коэффициенты потерь $\varphi_{тр}$ и $\varphi_{рас}$. Тяга в пустоте находится по формуле

$$P_{п} = \dot{m}w_{а} + p_{а}F_{а} = 12,5 \cdot 2550 + 0,069 \cdot 10^{6} \cdot 3,38 \cdot 10^{-2} = 34207, \text{ Н}.$$

Вычислим коэффициент потерь вследствие трения:

$$\varphi_{тр} = \frac{P_{п} - P_{тр}}{P_{п}} = \frac{34207 - 311}{34207} = 0,991.$$

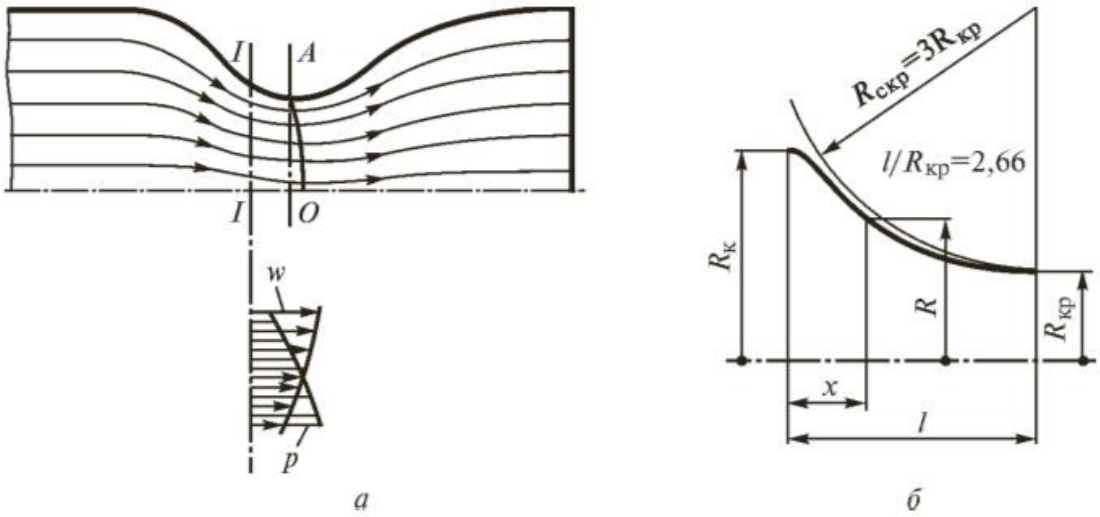
Определим коэффициент потерь в результате рассеяния:

$$\varphi_{рас} = \frac{1 + \cos\theta_{а}}{2} = \frac{1 + \cos 4°}{2} = 0,9988.$$

Потери на входе в сопло

При течении газа в сужающейся части сопла вследствие крутого поворота периферийных струек потока к оси сопла происходит поджатие струй газа, текущих около оси сопла. В результате этого давление в центральных струях устанавливается выше, чем давление около стенки сопла. На рис. 2.5, *а* показана эпюра распределения давления в сечении I–I. В соответствии с таким распределением давлений по сечению в периферийной области скорость потока устанавливается выше, чем около оси. Поэтому при входе в область критического сечения периферийный поток разгоняется до критической скорости раньше, чем поток около оси. Поверхность критической скорости *AO* деформируется, приобретая выпуклую форму. При большой кривизне входного участка возможно образование скачков уплотнения, а также отрыв потока. Кроме того, так как точная форма поверхности критической скорости неизвестна, могут возникнуть потери вследствие несоответствия действительного характера течения газа во входной части сопла принятой расчетной схеме.

Все эти потери связаны с организацией потока во входной части сопла, и поэтому их называют *потерями на входе в сопло*. Величина потерь оценивается коэффициентом $\varphi_{вх}$.



а *б*

Рис. 2.5. Входные потери в сопле:
а — возникновение потерь на входе; *б* — профиль Витошинского

Плавный вход в сопло, при котором поверхность критической скорости можно считать плоской, обеспечивает контур сужающейся части, построенный по формуле Витошинского (рис. 2.5, *б*):

$$\frac{R}{R_{кр}}=\left(1-\left(1-\left(\frac{R_{кр}}{R_{к}}\right)^2\right)\frac{\left(1-\left(\frac{x}{l}\right)^2\right)^2}{\left(1+\frac{1}{3}\left(\frac{x}{l}\right)^2\right)^3}\right)^{-\frac{1}{2}}. \qquad (2.18)$$

Поверхность критической скорости получим достаточно близкой к плоской, если спрофилируем входную часть дугой окружности с радиусом $R_{скр} = 3R_{кр}$. Плоскую поверхность критической скорости часто принимают исходной при расчете профиля сверхкритической части. Однако при таком построении получается относительно длинная входная часть сопла, т. е. возрастают габариты и вес сопла.

Эксперименты по определению входных потерь в соплах, отличающихся радиусом скругления сопла в области критического сечения, показали, что при $R_{скр} \geq 0{,}65D_{кр}$ входные потери практически отсутствуют. Поэтому при профилировании сопел ЖРД в зависимости от принятой расчетной схемы входную часть сопла в области критического сечения строят дугой окружности с радиусом скругления [2]

$$R_{скр} = (0{,}65 \ldots 1{,}5)\, D_{кр}. \qquad (2.19)$$

Входные потери при этом принимают равными нулю, т. е. $\varphi_{вх} = 1$.

Прочие потери

Потери из-за неравновесности процесса расширения ($\varphi_{нер}$). При очень большой степени расширения, когда термодинамическая температура продуктов сгорания в сопле уменьшается до значений 1000…1700 K, или при сокращении времени пребывания газов в сопле (например, в микродвигателях) процесс расширения газов может протекать частично или полностью неравновесно. При этом удельный импульс падает по сравнению с удельным импульсом, определенным при равновесном расширении. Потери из-за неравновесности могут достигать 5…10 %. Величину $\varphi_{нер}$ можно определить, оценив степень неравновесности.

Потери из-за неадиабатичности процесса расширения ($\varphi_{охл}$). Причиной этих потерь (называемых также *потерями на охлаждение*) является отвод тепла от потока газа в стенку. При этом, если теплота отводится безвозвратно (например, при охлаждении специальным компонентом, не используемым как топливо, или в случае неохлаждаемой камеры), удельный импульс уменьшается по сравнению с удельным импульсом, определенным при адиабатическом расширении. Эти потери при интенсивном охлаждении могут достигать до 3…5 %. Если же используется регенеративное охлаждение, при котором теплота, отводимая

охладителем, возвращается обратно в камеру, то потерь удельного импульса вследствие отвода теплоты от потока не будет. Наоборот, произойдет некоторое увеличение $I_у$, так как в сопле теплота от потока отводится при более низком давлении, чем давление, при котором эта теплота возвращается в камеру. Однако увеличение $I_у$ составляет при этом доли процента и поэтому в расчетах не учитывается. Расчет влияния неадиабатичности на $I_у$ рассмотрен в работе [3].

Потери вследствие сужения потока за счет пограничного слоя ($\varphi_{суж}$). Вследствие наличия пограничного слоя, а также образования у стенки специального пристеночного слоя для внутреннего охлаждения действительные площади проходного сечения уменьшаются и характер течения в сопле искажается, что, в конечном счете, может привести к потере скорости и тяги. Эти потери невелики и учитываются при общей оценке коэффициентом $\varphi_с$.

Потери при расширении двухфазного потока ($\varphi_ф$). При использовании некоторых видов высококалорийных топлив (например, металлизированных топлив) в продуктах сгорания могут образовываться мелкие частицы (например, конденсированные оксиды). В этом случае в сопле происходит расширение не однородного газового потока, а двухфазного (гетерогенного). При расширении газа в сопле падение температуры и увеличение скорости частиц, увлекаемых газовым потоком, происходят медленнее по сравнению с изменением соответствующих параметров газа. Это приводит к снижению удельного импульса. Потери удельного импульса при расширении в сопле двухфазного потока могут достигать значительных величин, порядка 3…10 % и более, что резко снижает эффективность применения высококалорийных топлив.

2.3. Проектирование конических сопел

Учитывая зависимость потерь вследствие рассеяния, трения, а также потерь на входе от формы и размеров сопла, при проектировании конических сопел можно рекомендовать следующие величины основных геометрических размеров сопла (рис. 2.6). Входная часть проектируется из условия обеспечения отсутствия входных потерь.

Угол входа в сопловую часть:

$$2\theta_{вх} = 45 \ldots 80°. \qquad (2.20)$$

Радиус скругления:

критической части сопла —

$$R_{скр} = (0{,}65 \ldots 1{,}5)D_{кр};$$

входной части сопла —

$$R_1 = (2 \ldots 4)D_{кр}, \qquad (2.21)$$

причем чем больше $p_к$, тем больше R_1.

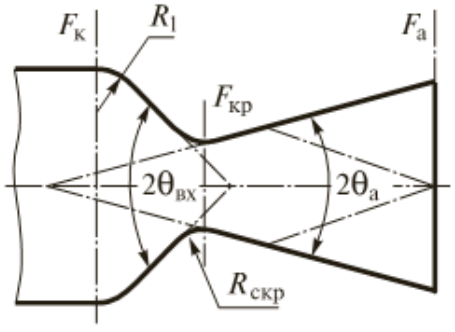


Рис. 2.6. Проектирование конических сопел

Угол выходной части сопла $2\theta_а$ выбирается на основе опытных данных о зависимости произведения $\varphi_{рас}\varphi_{тр}$ от угла раскрытия сверхкритической части сопла $2\theta_а$. Типичный график такой зависимости показан на рис. 2.7. Обычно

$$2\theta_а = 25 \ldots 30°. \qquad (2.22)$$

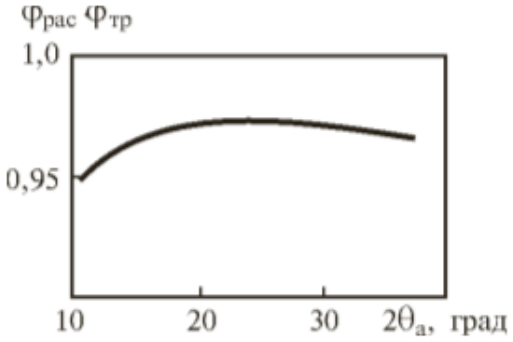


Рис. 2.7. Зависимость $\varphi_{рас}\varphi_{тр}$ от угла $2\theta_а$

Некоторое ухудшение величины $\varphi_{рас}\varphi_{тр}$ при $2\theta_а = 30°$ компенсируется уменьшением длины, а следовательно, и веса сопла. Главный недостаток конических сопел состоит в том, что даже при наиболее приемлемых углах $2\theta_а$ сопло получается относительно длинным, тяжелым и имеет сравнительно бóльшие потери вследствие рассеяния и трения.

Профилирование контура сопла позволяет выполнить его более коротким и легким при одновременном уменьшении потерь.

2.4. Основные исходные положения при построении профилированного сопла

Рассмотрим основные положения, которые учитывают при построении контура сверхзвуковой части профилированного сопла.

Идеальным профилированным соплом называется сопло с изоэнтропическим течением и однородным потоком газа на срезе сопла, параллельным его оси. Таким образом, для идеального сопла потери из-за рассеивания равны нулю. Как мы увидим далее, такое сопло не является наилучшим для ЖРД. Однако контур идеального сопла обычно является исходным для получения более рациональных в ЖРД контуров профилированных сопел. Положения, лежащие в основе проектирования идеальных сопел, являются исходными также и при проектировании других типов профилированных сопел.

Основой методов профилирования расширяющейся части сопла является метод характеристик. В сверхзвуковой части сопла поток газов расширяется и ускоряется, проходя через бесконечно большое количество волн разрежения (линий Маха, или характеристик). При прохождении потока через волну разрежения изменяется также направление линий тока газа.

Задача профилирования сопла состоит в построении такого контура сопла, при котором газ разгоняется до заданной скорости без образования скачков уплотнения, а движение потока направляется либо под определенным заданным углом $\theta_а$, либо параллельно оси сопла.

По длине продольного сечения идеального сопла можно выделить следующие основные участки, которые характеризуют процессы, протекающие в сопле (рис. 2.8).

I. Область, находящаяся слева от поверхности AOA', — это область *дозвукового течения* газа. В ней происходит разгон дозвукового потока газа до критической скорости. Контур дозвуковой части сопла профилируют, исходя из условия обеспечения отсутствия входных потерь в сопле (см. § 2.2).

II. Поверхность AOA' — это поверхность, на которой скорость движения газа достигает скорости звука в каждой точке, т. е. *поверхность критической*

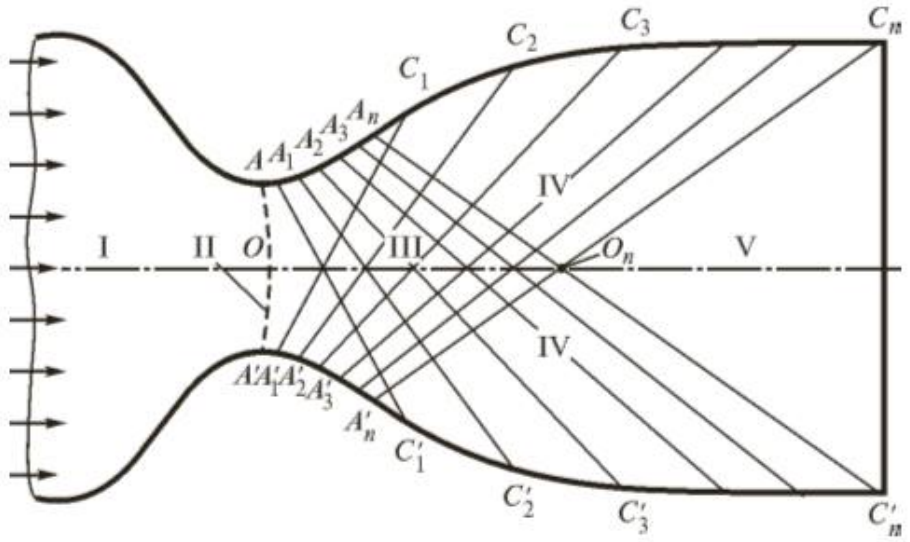


Рис. 2.8. Основные области процесса расширения продуктов сгорания в идеальном сопле

скорости. Форма ее в общем случае может быть и плоской, и выпуклой, она определяется контуром дозвуковой части сопла. При различных способах профилирования сопла исходят из различных форм поверхности AOA'. Наиболее распространенными являются допущения о плоской или сферической ее форме.

III. Область $AA_nO_nA'_nA'$ — это *область предварительного расширения*. Здесь происходит расширение и разгон газа. На участке сопла AA_n возникает бесконечное количество слабых волн разрежения $A_1C'_1$, $A_2C'_2$, $A_3C'_3$, ..., являющихся характеристиками. При переходе через волны разрежения происходит уменьшение давления и разгон сверхзвукового потока. При расчете контура сопла криволинейный участок AA_n заменяется конечным числом хорд AA_1, A_1A_2, ..., $A_{n-1}A_n$. При этом ломаная линия $AA_1...A_n$ выбирается так, чтобы направление характеристик изменялось на небольшую величину (например, на 2°). Таким образом, бесконечное число волн разрежения бесконечно малой интенсивности заменяется рядом волн разрежения, исходящих из вершин ломаной линии. Эта замена эквивалентна предположению, что расширение происходит не непрерывно, а на малых участках.

Угол наклона вектора скорости у стенки AA_n относительно оси сопла непрерывно увеличивается и достигает наибольшего значения в точке A_n. В точке O_n скорость потока принимает заданное значение скорости на срезе сопла.

IV. Область $A_nO_nC_n$ — это *область выравнивания потока*. В ней происходит дальнейший разгон газа и выравнивание направления движения газа. Контур сопла в этой области профилируется из условия, чтобы в точках C_1, C_2, C_3, … не происходило отражения волн разрежения A'_1C_1, A'_2C_2, A'_3C_3, ... Для этого необходимо, чтобы в точках C_1, C_2, C_3, ... направление стенки совпадало с направлением скорости. Поэтому в этих точках угол наклона стенки A_nC_n изменяют на угол, равный углу поворота потока при прохождении через волну разрежения A'_1C_1, A'_2C_2, A'_3C_3, ... Угол наклона вектора скорости потока у стенки A_nC_n от точки A_n до точки C_n непрерывно уменьшается. При затухании всех волн

разрежения $A_1'C_1$, $A_2'C_2$, ... стенки сопла будут параллельны оси сопла (для идеального сопла). Таким образом, начиная от точки $A_п$ угол наклона контура стенки к оси сопла непрерывно уменьшается. Точка $A_п$ является точкой перегиба.

На участке $AA_п$ угол наклона контура непрерывно увеличивается. При построении профиля на этом участке в зависимости от линии тока, по которой строится профиль сопла, можно получить бóльшую или меньшую длину образующей $AA_п$, и при построении профиля по предельной линии тока участок сведется в точку. Тогда область IV будет начинаться от критического сечения сопла, в котором контур сопла будет иметь излом (рис. 2.9, *а*). Поэтому такое сопло называют *соплом с угловым входом*. При прочих равных условиях длина сверхзвуковой части сопла с угловым входом будет наименьшей. Поэтому в ЖРД целесообразно применять сопла с угловым входом.

V. Область $C_пO_пC_п'$ — это *область однородного потока газа*. Для идеального сопла направление движения потока в этой области параллельно оси. Скорость потока равна заданной.

Для построения сетки характеристик необходимо знать начальное распределение скоростей в каком-либо сечении сверхзвуковой части сопла. Если известны форма и положение поверхности критической скорости AOA' (см. рис. 2.8), то построение характеристик можно вести от этой поверхности. Необходимо иметь в виду, что вблизи поверхности скорость течения незначительно превосходит критическую, вследствие чего точность построения характеристик не велика. Поэтому иногда характеристики строят, начиная с некоторого участка, где течение уже обладает сверхзвуковой скоростью. Распределение скоростей на этом участке считают известным.

При профилировании сопел ЖРД используют несколько приемов построения характеристик и профиля. Часто исходят из предположения, что при достаточно плавном профиле дозвуковой части (большом значении $R_{скр}$) в узком сечении образуется плоская поверхность критической скорости. При этом сетка характеристик будет иметь вид, показанный на рис. 2.9, *а*, *б*. Профиль сопла, проведенный на рис. 2.9, *а*, имеет угловой вход в закритическую часть (контур с угловой точкой или сопло с угловым входом). Контур сопла, изображенный на рис. 2.9, *б*, имеет плавный вход. При этом длина закритической части сопла будет большей, чем в случае контура с угловой точкой. При построении входной части, обеспечивающей плоскую поверхность критической скорости, для профилирования закритической части сопла как с угловым входом, так и по промежуточной линии тока можно воспользоваться таблицами параметров сверхзвукового течения газов, составленными О. Н. Кацковой и Ю. Д. Шмыглевским [6].

Характеристики можно строить и так, как показано на рис. 2.9, *в*, т. е. от выпуклой поверхности $m'm'$ в области критического сечения по методике [2, 7].

В некоторых работах начальный участок расширяющейся части сопла предлагают выполнять коническим. При этом течение в критическом сечении фактически не рассматривают, а предполагают, что сверхзвуковой поток начинается от источника в точке K (рис. 2.9, *г*). На начальном участке течение принимается радиальным и известным до характеристики $A_пO_п$ (рис. 2.9, *г*). Построение характеристик начинается от известной в данном случае

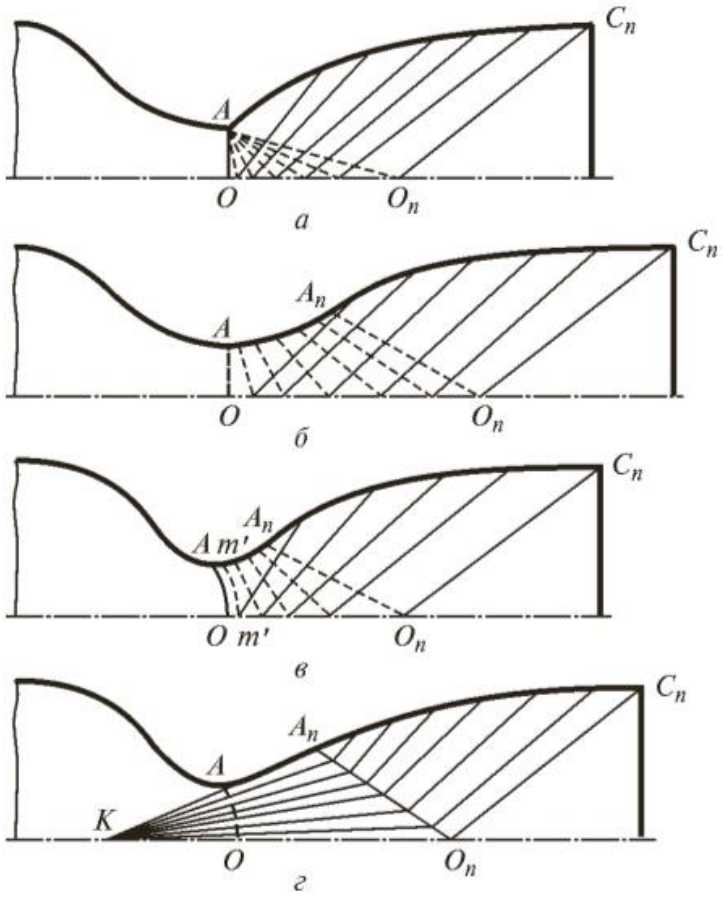


Рис. 2.9. Различные начальные условия для построения сетки характеристик и профиля сопла:

а — поверхность *AO* плоская, угловой вход; *б* — поверхность *AO* плоская, плавный вход; *в* — $m'm'$ — рассчитанная поверхность, вход скругленный; *г* — радиальный поток до поверхности $A_п O_п$, конический вход

характеристики $A_п O_п$. Однако исследования поля течения в конических соплах показали, что совпадение направлений течения газа и потока от источника имеет место только на очень отдаленных участках сверхзвукового течения. Кроме того, расширяющаяся часть сопла, построенная в предположении радиального течения на ее начальном участке, имеет плавный вход и получается более длинной, чем у сопел с угловым входом.

2.5. Укороченные и оптимальные сопла

Укороченные сопла

Основываясь на известном из газовой динамики методе характеристик, можно спрофилировать идеальное сопло, обеспечивающее равномерный и параллельный поток на срезе.

Если не учитывать потерь тяги из-за трения, то такое сопло даст наибольшую тягу. Выясним, однако, целесообразно ли применение идеальных сопел в ЖРД.

Концевой участок *BC* идеального сопла, представленного на рис. 2.10, дает очень малый прирост тяги, так как на этом участке образующая поверхности сопла почти параллельна оси. Оказывается, что на крайнем участке *BC*

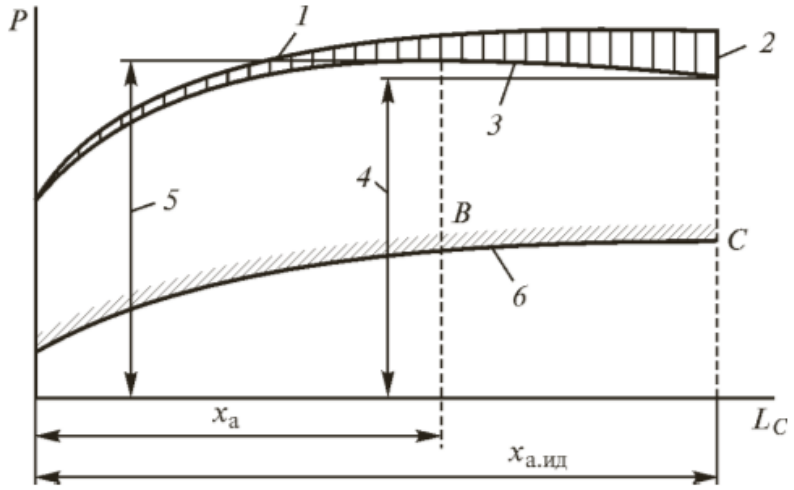


Рис. 2.10. Сравнение идеального сопла с укороченным:
1 — тяга без учета потерь из-за трения; *2* — потери из-за трения; *3* — тяга с учетом потерь из-за трения; *4* — тяга идеального сопла; *5* — тяга укороченного сопла; *6* — контур идеального сопла

потери тяги из-за трения превышают прирост тяги на этом участке. Укоротив сопло, можно получить существенное уменьшение габаритов и массы сопла, что очень важно для ракетных двигателей. Таким образом, при определенном уменьшении длины идеального сопла получается выигрыш не только в весе сопла и его габаритах, но еще и в тяге. Такие сопла, полученные уменьшением длины идеального сопла, называют *укороченными*.

Оптимизация сопел

Идеальное сопло, из которого получают укороченное, называют *исходным соплом*. Очевидно, что для получения укороченного сопла, обеспечивающего, например, заданную скорость (т. е. имеющего заданную величину $F_a/F_{кр}$), исходное сопло должно быть рассчитано на какое-то большее число M_a, нам не известное. Поэтому необходимо строить семейство исходных сопел с различными M_a и выбрать из них оптимальное укороченное сопло, обеспечивающее заданное значение $F_a/F_{кр}$ при наименьших потерях тяги. Можно также, укоротив, например, все исходные сопла данного семейства до какой-либо заданной длины x_a, найти сопло заданной длины, позволяющее получить наибольшую тягу с учетом всех потерь.

Можно, наконец, найти наивыгоднейшее по тяге сопло, имеющее заданную площадь поверхности (т. е. практически заданную массу), отрезая от исходных сопел части равной площади.

Сопла, обеспечивающие наибольшую тягу двигательной установки при определенных заданных условиях (отношении $F_a/F_{кр}$, длины, площади поверхности и т. д.), называют *оптимальными соплами*. Очевидно, в ЖРД наиболее целесообразно применение оптимальных сопел, обеспечивающих в зависимости от требований к установке наибольшую тягу при заданной длине, или массе, или площади F_a и т. д.

На рис. 2.11 приведено семейство контуров исходных сопел с угловым входом, на которых нанесены кривые постоянного коэффициента тяги

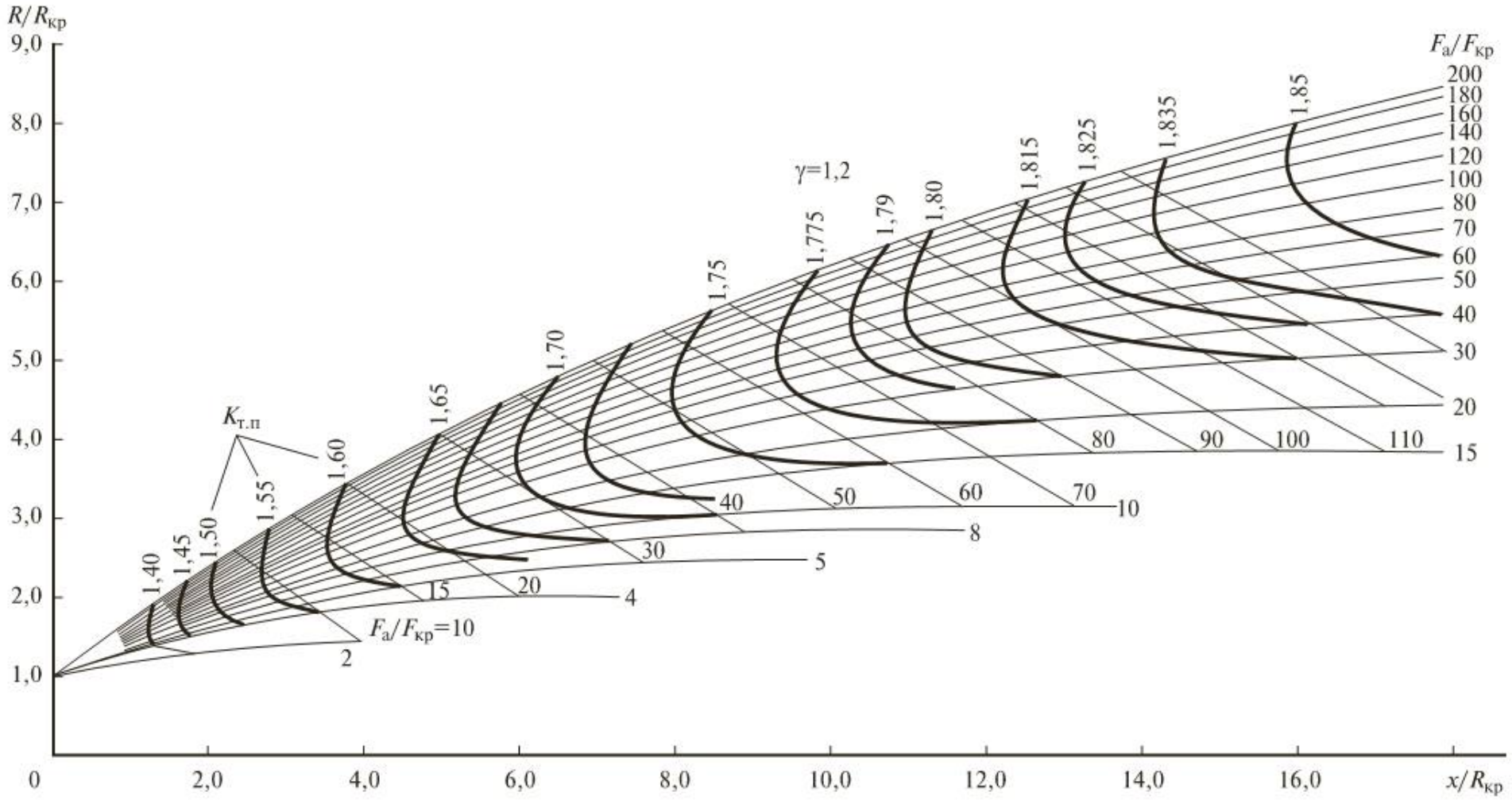


Рис. 2.11. К выбору профиля оптимального сопла

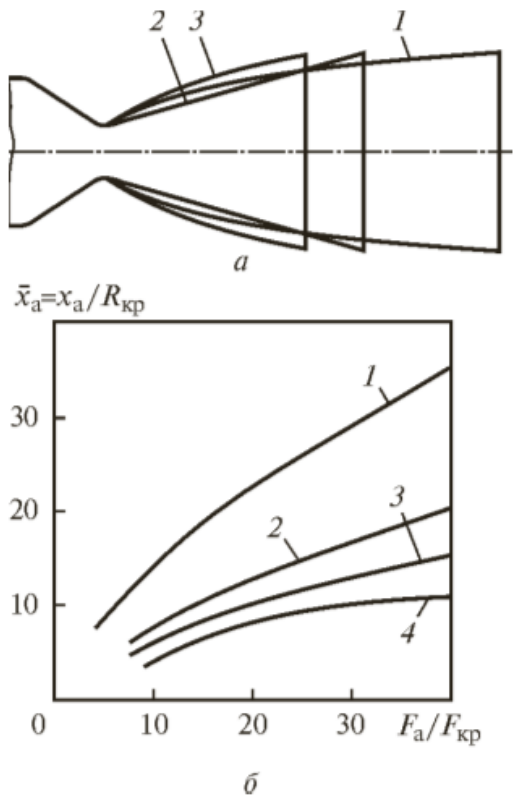


Рис. 2.12. Сравнение сопел различных типов:
а — по контурам; *б* — по длинам; *1* — идеальное; *2* — коническое; *3* — оптимальное; *4* — с центральным телом

в пустоте $K_{т.п.}$, определенного с учетом потерь из-за трения. Такие графики используют для анализа и выбора различных типов оптимальных сопел. На них контур оптимального сопла заданной длины определяется точкой касания вертикальной прямой, соответствующей заданной длине, и кривой постоянного значения $K_{т.п}$. Контур оптимального сопла с заданной площадью определится точкой касания линии постоянной поверхности и кривой постоянного значения $K_{т.п}$. На рис. 2.11 видно, что при заданной тяге контур оптимального сопла наименьшей длины близок к контуру сопла, имеющего наименьшую площадь поверхности. Контур оптимального сопла с заданной площадью $F_а$ определится точкой касания горизонтальной прямой, соответствующей площади $F_а$, и кривой постоянного коэффициента тяги.

Применение оптимальных сопел позволяет получить большой выигрыш не только в тяге, но и в габаритах сопла. На рис. 2.12 приведено сравнение длин и контуров различных типов сопел.

Оптимальное сопло с наименьшей длиной сверхзвуковой части можно получить при выполнении контура с угловой точкой (сопло с угловым входом). Для ЖРД такое сопло наиболее выгодно, однако технологические трудности и опасность срыва потока около угловой кромки приводят в ряде случаев к необходимости выполнять вход с небольшим скруглением. В данном случае мы находили оптимальное сопло из числа укороченных, отрезая часть от исходного сопла. Контур оптимального сопла можно также получить, решая *вариационную задачу* о нахождении контура сопла наибольшей тяги или наименьшей массы при тех или иных заданных условиях, например длине сопла $x_а$, давлении в камере сгорания $p_к$ и давлении окружающей среды $p_н$ [7].

Определив оптимальный контур сопла с заданной длиной (или другим параметром), можно построить семейство оптимальных сопел и из этого семейства выбрать сопло, наиболее удовлетворяющее другим условиям (весу, миделю, потерям из-за трения и т. д.). При этом потери тяги вследствие трения можно найти непосредственным расчетом.

Потери тяги оптимальных сопел, полученных как путем укорачивания исходных сопел, так и по результатам решения вариационной задачи, практически одинаковы.

В работе [7] при использовании решения вариационной задачи найдена связь между недорасширением $(p_а - p_н)$ и углом $\theta_а$ для сопел заданной длины:

$$\sin 2\theta_а = \frac{p_а - p_н}{\frac{1}{2}\rho_а w_а^2} \operatorname{ctg}\mu_а. \qquad (2.23)$$

Здесь $\mu_а$ — угол Маха и

$$\sin\mu_а = \frac{1}{M_а}. \qquad (2.24)$$

Эту зависимость можно использовать при расчете сопел двигателей, работающих в пустоте.

2.6. Приближенный метод построения контура оптимального сопла

Порядок построения

При выполнении эскизного проекта для приближенного расчета тяговых характеристик двигателя, расчета охлаждения, а также для оценки веса двигателя часто достаточно знать приближенный контур сопла, размеры которого незначительно отличаются от размеров точного контура. В этом случае можно использовать приближенные методы построения, которые позволяют быстро найти оптимальный контур. Ниже приводится один из таких методов, основанный на результатах решения вариационной задачи о нахождении контура оптимального сопла заданной длины и анализе семейства найденных контуров [7].

Расчеты проводились при постоянном значении $\gamma = 1{,}23$. При построении сетки характеристик для нахождения контура область критического сечения определялась дугами окружности (см. рис. 2.13). Радиус скругления входной

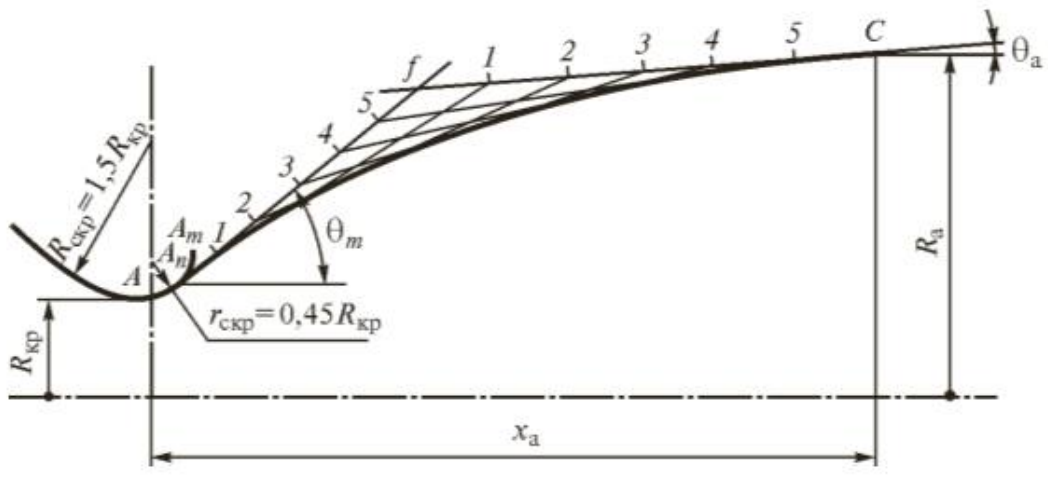


Рис. 2.13. Построение контура сопла

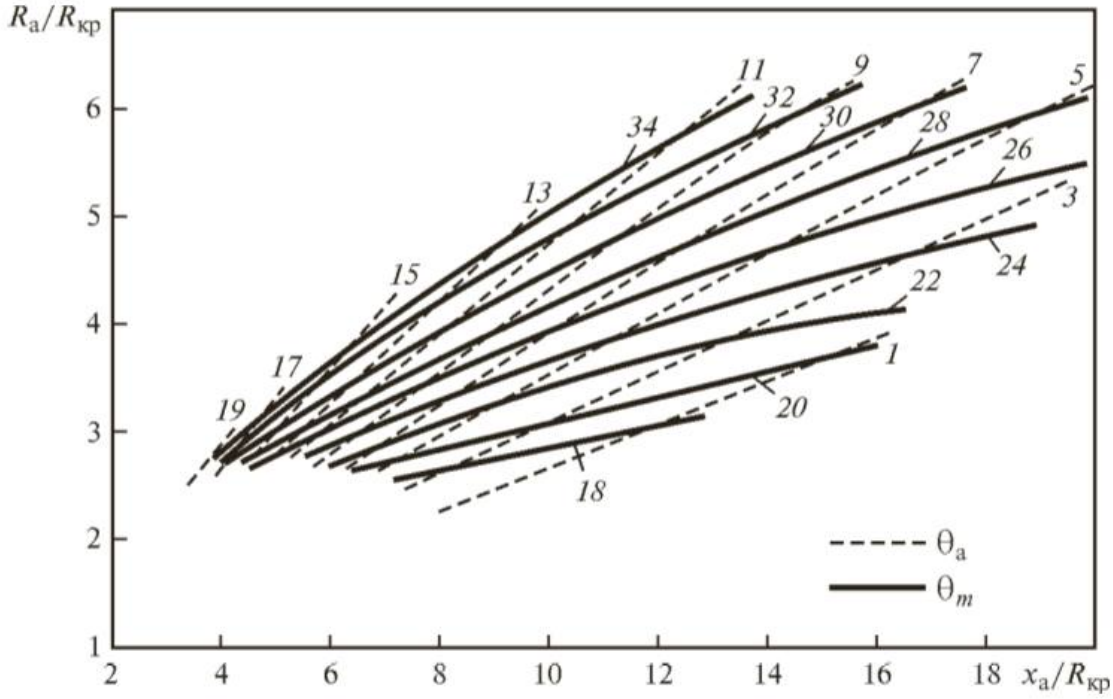


Рис. 2.14. Зависимость θ_m и $\theta_а$ от длины $x_а/R_{кр}$ и радиуса сопла на срезе $R_а/R_{кр}$

части на участке до критического сечения составляет $R_{скр} = 1{,}5R_{кр}$; радиус скругления образующей на входе в закритическую часть $r_{скр} = 0{,}45R_{кр}$. Поверхность критической скорости принималась выпуклой (см. рис. 2.9, *в*).

На основании анализа семейства контуров оптимальных сопел построены графики зависимости угла θ_m наклона контура в точке касания к образующей AA_n на входе в закритическую часть и угла $\theta_а$ наклона контура на срезе от безразмерной длины сопла $\bar{x}_а = x_а / R_{кр}$ и безразмерного радиуса сопла на срезе $R_а / R_{кр}$ (рис. 2.14). Закритическая часть контура на участке A_nC приближенно аппроксимируется параболой. Расчеты показали, что замена точного контура параболическим приводит к расхождению радиальных размеров сопла на 1…3 % [7].

Построение контура проводится в следующем порядке (см. рис. 2.13). По известному радиусу $R_{кр}$ строим контур сопла в области критического сечения, принимая $R_{скр} = 1{,}5R_{кр}$ и $r_{скр} = 0{,}45R_{кр}$. По известным (заданным или определенным расчетом) двум параметрам из четырех ($x_а/R_{кр}$, $R_а/R_{кр}$, $\theta_а$, θ_m) с помощью сетки, приведенной на рис. 2.14, определяются два других параметра. Обычно известны или заданы соотношение $R_а / R_{кр} = \sqrt{F_а / F_{кр}}$ (или, что то же самое, $p_а/p_к$, или $M_а$) и угол $\theta_а$ наклона контура на срезе. Типичные для сопел ЖРД значения $\theta_а$ находятся в пределах 10…14°. Иногда $\theta_а$ можно определять по соотношению (2.23).

Зная $x_а$, $R_а$, θ_m и $\theta_а$, находим точку A_n, проводя под углом θ_m касательную к дуге AA_m, и точку C — по известным $x_а$ и $R_а$. Для построения параболы проводим из точки C под углом $\theta_а$ прямую Cf до пересечения с касательной A_nf. Разбив отрезки A_nf и Cf на 5–7 частей и соединив соответствующие точки *1*, *2*, *3*, … прямыми, строим огибающую параболу A_nC. Линия AA_nC и будет искомым контуром сверхзвуковой части сопла.

Примеры построения контура профилированного сопла

Пример 1. Найти контур высотного сопла двигателя, работающего в пустоте ($p_н = 0$) при следующих параметрах: давлении в камере сгорания $p_к = 2{,}96$ МПа, площади критического сечения $F_{кр} = 0{,}01$ м^2, $R_{кр} = 0{,}0564$ м, $\gamma = 1{,}2$, $R = 363$ Дж/(кг · К), $T_к = 3650$ К.

Р е ш е н и е. Пусть давление на срезе задано: $p_а$=7350 Па.

1. Определим площадь среза сопла $F_а$, а также скорость $w_а$ и плотность продуктов сгорания на срезе $\rho_а$. Согласно формуле (1.20) или графику, приведенному на рис. 1.8, имеем

$$\overline{F}_а = \frac{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}}}{\sqrt{\left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}} = \frac{\left(\frac{2}{1{,}2+1}\right)^{\frac{1}{1{,}2-1}}\sqrt{\frac{1{,}2-1}{1{,}2+1}}}{\sqrt{\left(\frac{7350}{2{,}96\cdot 10^6}\right)^{\frac{2}{1{,}2}} - \left(\frac{7350}{2{,}96\cdot 10^6}\right)^{\frac{1{,}2+1}{1{,}2}}}} = 34{,}7,$$

$$F_а = \overline{F}_а F_{кр} = 34{,}7 \cdot 0{,}01 = 0{,}347 \text{ м}^2,$$

$$R_а = 0{,}332 \text{ м}, \quad R_а / R_{кр} = 5{,}885,$$

$$w_а = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_к \left[1 - \left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} = \sqrt{\frac{2\cdot 1{,}2}{1{,}2-1} 363 \cdot 3650 \left[1 - \left(\frac{7350}{2{,}96\cdot 10^6}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}}\right]} = 3170 \text{ м/с}.$$

По формуле (1.23) получаем

$$\mathrm{M}_а = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_а}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} = \sqrt{\frac{2}{1{,}2-1}\left[\left(\frac{2{,}96\cdot 10^6}{7350}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} - 1\right]} = 4{,}14.$$

Определим $\rho_к$ и $\rho_а$:

$$\rho_к = \frac{p_к}{RT_к} = \frac{2{,}96\cdot 10^6}{363 \cdot 3650} = 2{,}23 \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_а = \rho_к \left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = 2{,}23\left(\frac{7350}{2{,}96\cdot 10^6}\right)^{\frac{1}{1{,}2}} = 0{,}0151 \text{ кг/м}^3.$$

2. Определим угол $\theta_а$ наклона контура на срезе сопла, обеспечивающий при заданных $p_а$ и $p_н$ оптимальный контур сопла. По формуле (2.23) имеем

$$\sin 2\theta_а = \frac{p_а - p_н}{\frac{1}{2}\rho_а w_а^2}\sqrt{\mathrm{M}_а^2 - 1} = \frac{7350 - 0}{\frac{1}{2}0{,}0151 \cdot 3170^2}\sqrt{4{,}14^2 - 1} = 0{,}389,$$

откуда $2\theta_а = 22°30'$, $\theta_а = 11°15'$.

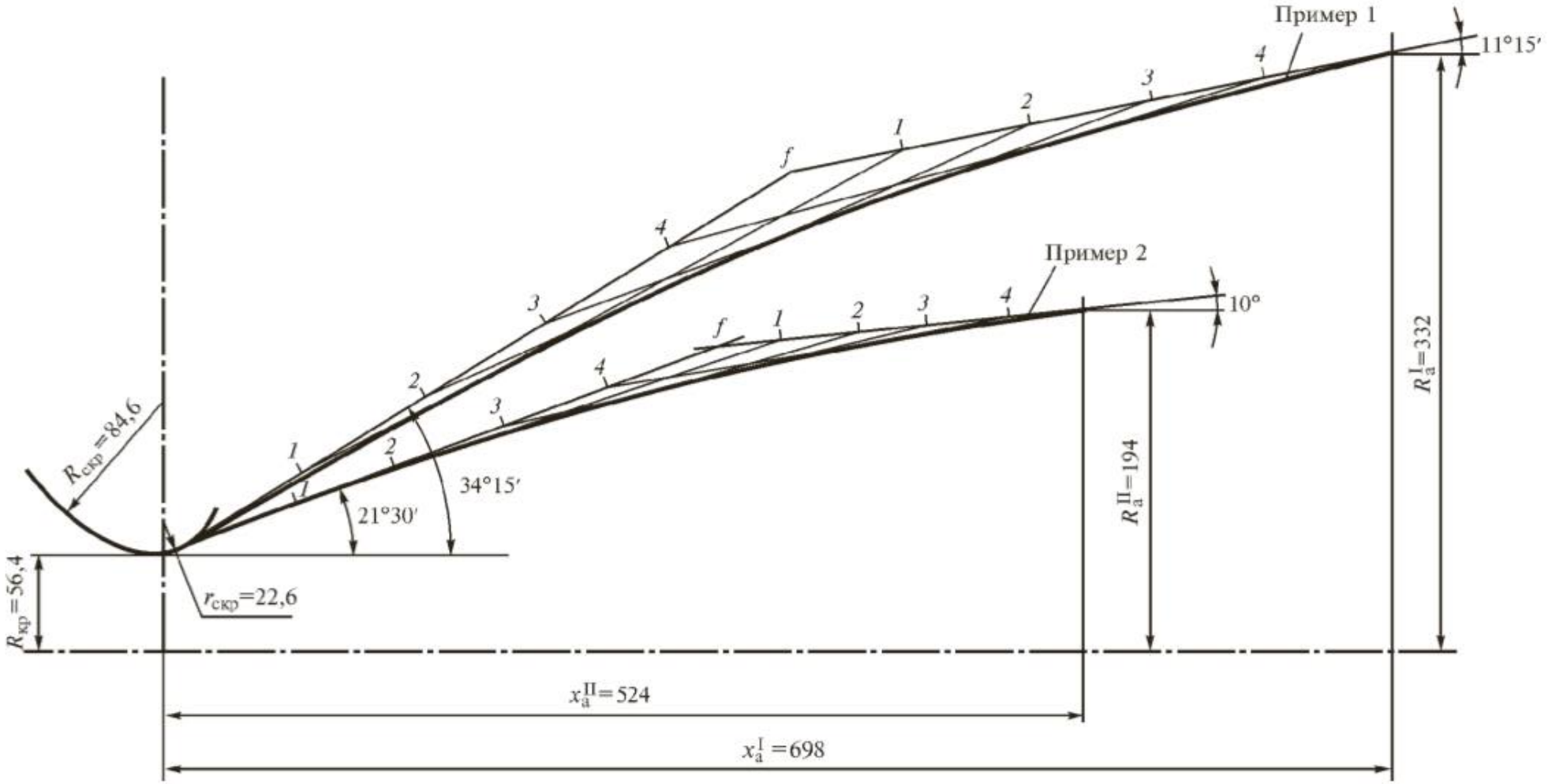


Рис. 2.15. Примеры построения профиля транс- и сверхзвуковой частей сопла

3. Зная $\theta_а$ и $R_а$ и пользуясь графиками, представленными на рис. 2.14, определим угол θ_m и длину сопла $x_а$:

$$\theta_m = 34°15', \quad x_а = 12{,}4R_{кр} = 0{,}698 \text{ м}.$$

4. Определим радиусы скругления входной части сопла:

$$R_{скр} = 1{,}5R_{кр} = 1{,}5 \cdot 0{,}0564 = 0{,}0846 \text{ м},$$
$$r_{скр} = 0{,}45R_{кр} = 0{,}0226 \text{ м}.$$

5. По данным θ_m, $\theta_а$ и другим размерам сопла определим его профиль, аппроксимируя параболой контур сопла (см. рис. 2.15).

Пример 2. Определить контур сопла камеры двигателя, работающей при следующих параметрах: давлении в камере сгорания $p_к$ = 5,92 МПа, давлении на срезе $p_а$ = = 0,059 МПа, площади критического сечения $F_{кр}$ = 0,01 м^2, $R_{кр}$ = 0,0564 мм, γ = 1,2, R = = 363 Дж/(кг · К), $T_к$ = 3650 К.

Р е ш е н и е. 1. Поскольку давление окружающей среды $p_н$ не задано, положим, что контур сопла, обеспечивающий наименьшие потери тяги вследствие трения и рассеивания, будет оптимальным при значении $\varphi_{рас}$ = 0,992. Определим значение $\theta_а$, соответствующее

$$\varphi_{рас} = \frac{1 + \cos\theta_а}{2} = 0{,}992.$$

Отсюда находим, что $\theta_а \approx 10°$ (можно было просто задать $\theta_а = 10°$).

2. Согласно формуле (1.20) или графику, приведенному на рис. 1.8, определим $F_а / F_{кр}$:

$$\frac{F_а}{F_{кр}} = \overline{F}_а = \frac{\left(\frac{2}{1{,}2+1}\right)^{\frac{1}{1{,}2-1}} \sqrt{\frac{1{,}2-1}{1{,}2+1}}}{\left(\frac{0{,}059}{5{,}92}\right)^{\frac{1}{1{,}2}} \sqrt{1-\left(\frac{0{,}059}{5{,}92}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}}}} = 11{,}86, \quad \frac{R_а}{R_{кр}} = 3{,}44, \quad R_а = 0{,}194 \text{ м}.$$

3. По известным $R_а / R_{кр}$ и $\theta_а$ определим θ_m и $x_а$ с помощью графиков, приведенных на рис. 2.14.

4. Строим контур сопла (рис. 2.15).

2.7. Работа сопла на нерасчетных режимах при больших противодавлениях

Известно, что при превышении давления окружающей среды $p_н$ над расчетным давлением на срезе $p_а$ сопло работает на режиме перерасширения.

На практике часто возможны случаи, когда ракетный двигатель работает при значительном противодавлении окружающей среды, в 5–10 и более раз превышающем расчетное давление на срезе $p_а$, как, например, при подводном старте ракеты или работе у земли двигателя, рассчитанного на большую высотность. Установлено, что при работе ЖРД в условиях большого противодавления происходит отрыв потока газа от стенок сопла (рис. 2.16) и за точкой отрыва появляется сложная система скачков уплотнения. Интенсивность скачка и место отрыва потока

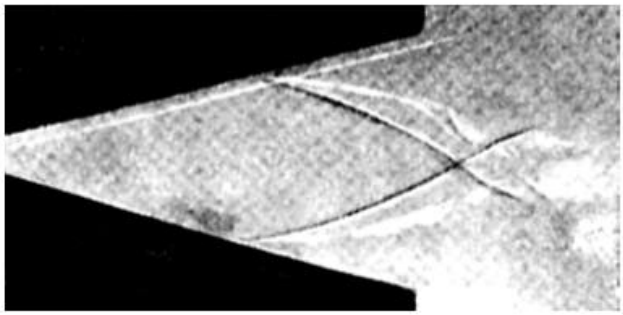


Рис. 2.16. Схема течения газа при отрыве потока от стенок сопла

в значительной мере зависят от развития пограничного слоя у стенки сопла. Типичная картина распределения давлений вдоль сопла при отрыве потока показана на рис. 2.17.

Для определения тяги ЖРД важно знать сечение, в котором происходит отрыв потока в сопле (т. е. давление $p_{отр}$, при котором происходит отрыв).

На рис. 2.18 приведены опытные графики изменения давления $p_н/p_{отр}$ потока воздуха в зависимости от величины $p_к/p_н$ и формы профиля сопла [8]. Как следует из приведенных графиков, при одном и том же отношении $p_к/p_н$ в соплах, имеющих меньший угол $\theta_а$ наклона контура, отрыв потока происходит

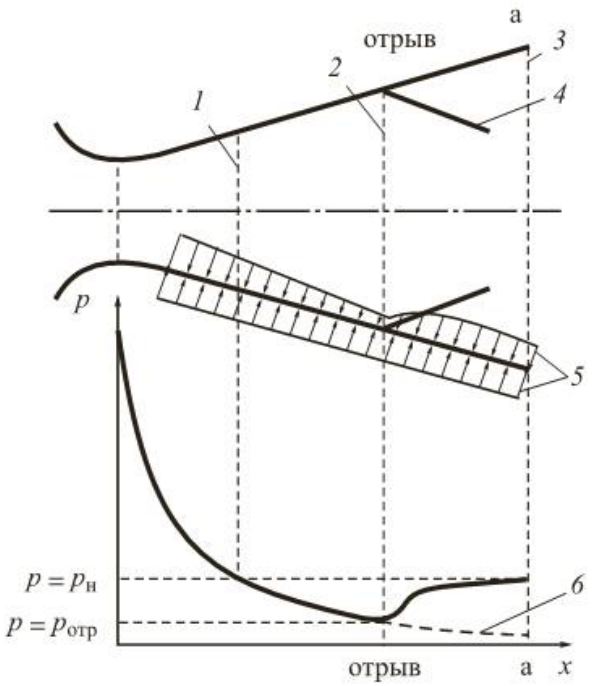


Рис. 2.17. Изменение давления в сопле при отрыве потока:
1 — расчетное сечение; *2* — сечение отрыва; *3* — срез сопла; *4* — косой скачок уплотнения; *5* — эпюры давлений; *6* — изменение давлений при безотрывном течении

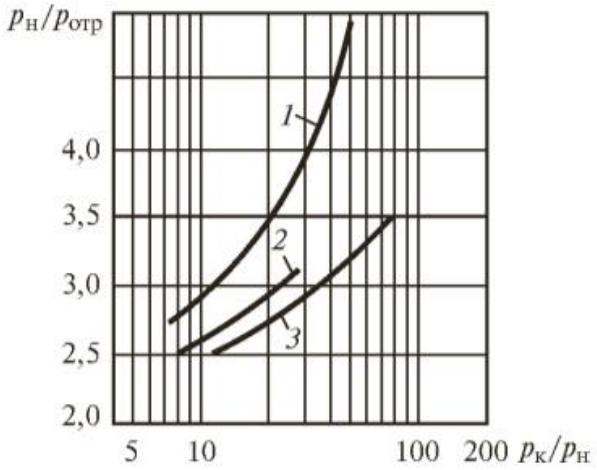
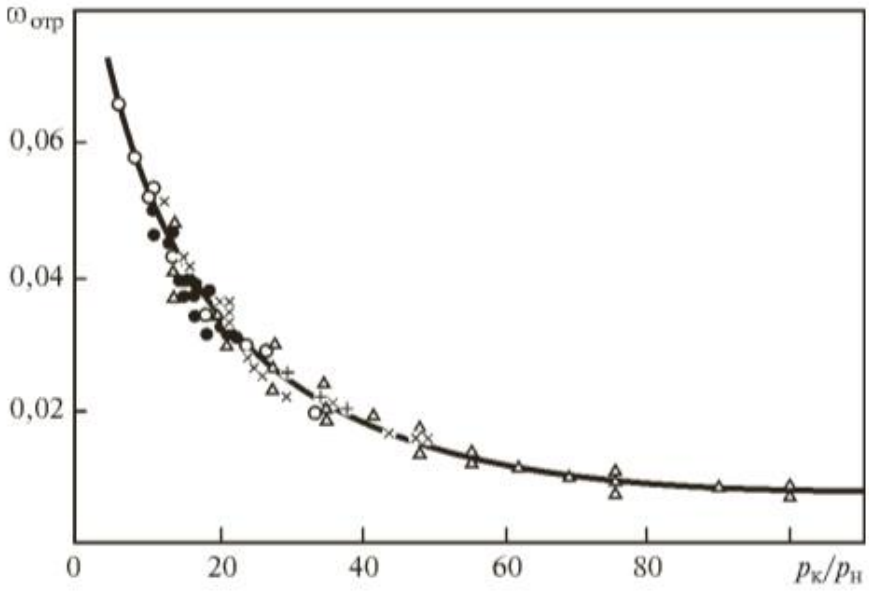


Рис. 2.18. Зависимость $p_н/p_{отр}$ от $p_к/p_н$ и формы сопла при течении воздуха:
1, *2* — профилированные сопла, $\theta_а^1 < \theta_а^2$; *3* — коническое сопло, $\theta_а = 15^o$

при больших значениях $p_н/p_{отр}$, т. е. с уменьшением угла $\theta_а$ возможно большее перерасширение потока в сопле. Аналогичные зависимости имеют место и при течении по соплу продуктов сгорания ЖРД.

На рис. 2.19 приведен график зависимости *характеристики отрыва потока* от степени расширения $p_к/p_н$, полученный в результате анализа истечения продуктов сгорания различных топлив ЖРД через коническое сопло с углом $2\theta_а = 30°$.



Обозначение	Топливо или рабочее тело	γ
○	Воздух	1,40
△	Твердое топливо	1,28
●	H_2+O_2	1,24
×	Анилин+(NO_2+HNO_3)	1,23
+	Анилин+HNO_3	1,23

Рис. 2.19. Зависимость $\omega_{отр}$ от отношения давлений $p_к/p_н$

Характеристика отрыва потока определяется по формуле

$$\omega_{отр} = \frac{p_н - p_{отр}}{p_к}. \tag{2.25}$$

Зная $\omega_{отр}$, можно найти и давление отрыва:

$$\frac{p_{отр}}{p_н} = 1 - \frac{p_к}{p_н}\omega_{отр}. \tag{2.26}$$

Для профилированных сопел, имеющих меньший угол $\theta_а$, величина $p_{отр}/p_н$, по-видимому, будет несколько меньшей.

При отсутствии более точных данных выражение (2.26) можно использовать для определения значений $p_{отр}$ в сопле ЖРД*.

При известном значении $p_{отр}$ получаем следующую формулу тяги ЖРД:

$$P' = P_{отр} + \Delta p(F_{отр} - F_а), \tag{2.27}$$

где $P_{отр}$ — тяга, создаваемая частью сопла двигателя до сечения отрыва потока и определяемая по обычной формуле тяги:

$$P_{отр} = \dot{m}w_{отр} + (p_{отр} - p_н)F_{отр}; \tag{2.28}$$

$F_{отр}$ — площадь сечения сопла в месте отрыва потока; $\Delta p(F_{отр} - F_а)$ — сила, действующая на участок стенки сопла и характеризующая разность сил

* Особенности расчета характеристик процесса отрыва потока приведены более подробно в [2].

наружного и внутреннего давлений, действующих на участок сопла отрыва (см. рис. 2.17). Очевидно, направление действия этой силы противоположно направлению силы тяги. Здесь

$$\Delta p = \xi_0(p_{\text{н}} - p_{\text{отр}}). \tag{2.29}$$

Коэффициент ξ_0 учитывает степень восстановления давления газа на внутреннюю стенку за точкой отрыва. Его следует оценивать в зависимости от длины участка отрыва, $\xi_0 = 0{,}1–0{,}5$. При увеличении длины сопла за точкой отрыва влияние разности между внешним и внутренним давлениями в окрестности точки отрыва сказывается меньше и значение ξ_0 следует брать ближе к нижнему пределу.

В заключение отметим, что для определения тяги двигателя в условиях отрыва потока необходимо найти зону отрыва потока. Положение ее зависит от многих факторов и, в первую очередь, от скорости потока (числа М), профиля сопла, топлива, состояния поверхности сопла.

2.8. Работа и характеристики сопел с центральным телом

В § 2.1 приведены определения и основные схемы сопел с центральным телом. Рассмотрим особенности работы таких сопел.

Кольцевые сопла с центральным телом (см. рис. 2.1, *г*). Критическое сечение сопла имеет форму кольца, так что поток газа расширяется в кольцевом канале, образованном контуром центрального тела и наружным контуром. В кольцевых соплах, как и в обычных, формирование потока определяется контуром стенок сопла. Потери тяги вследствие рассеяния в кольцевом сопле, образованном коническим внутренним и внешним контурами, можно определить по формулам, аналогичным приведенным выше, в § 2.2. Окончательное выражение $\varphi_{\text{рас}}$ для кольцевого сопла имеет вид

$$\varphi_{\text{рас}} = \frac{\frac{1}{2}\left(\sin\chi + \cos\theta\right)^2}{\left(\chi + \theta\right)\sin\chi + \cos\chi - \cos\theta}, \tag{2.30}$$

где χ — угол наклона внутреннего контура сопла; θ — угол наклона внешнего контура сопла.

Очевидно, при $\chi = 0$ кольцевое сопло должно стать круглым, а из соотношения (2.30) получим формулу потерь тяги в круглом сопле (2.11). В работе [9] исследуются кольцевые сопла с двумя угловыми точками и показано, что их использование дает выигрыш в длине сопла.

Характеристики работы кольцевого сопла существенно не отличаются от характеристик круглого сопла, поэтому далее, говоря о соплах с центральным телом, будем подразумевать только сопла с центральным телом, имеющие свободную границу потока.

Для разработки перспективных ЖРД большой интерес представляют сопла с центральным телом, схемы которых показаны на рис. 2.1, *д*, *е*, *ж*. В отличие от обычных сверхзвуковых сопел, в которых поток формируется стенками, в соплах с центральным телом расширение потока не ограничено полностью

твердыми стенками. В соплах, схемы которых показаны на рис. 2.1, *д*, *е*, внешняя граница струи является свободной поверхностью. В тарельчатых соплах (см. рис. 2.1, *ж*) свободной поверхностью является внутренняя граница струи.

Штыревое сопло

Рассмотрим работу сопла с центральным телом со свободной внешней границей струи (см. рис. 2.1, *д*). Типичная теневая фотография сопла с центральным телом, работающего на расчетном режиме, приведена на рис. 2.20, *а*, а со степенью расширения, соответствующей режиму перерасширения (как для обычных сопел), т. е. при $p_к/p_н < (p_к/p_н)_{расч}$, — на рис. 2.20, *б*.

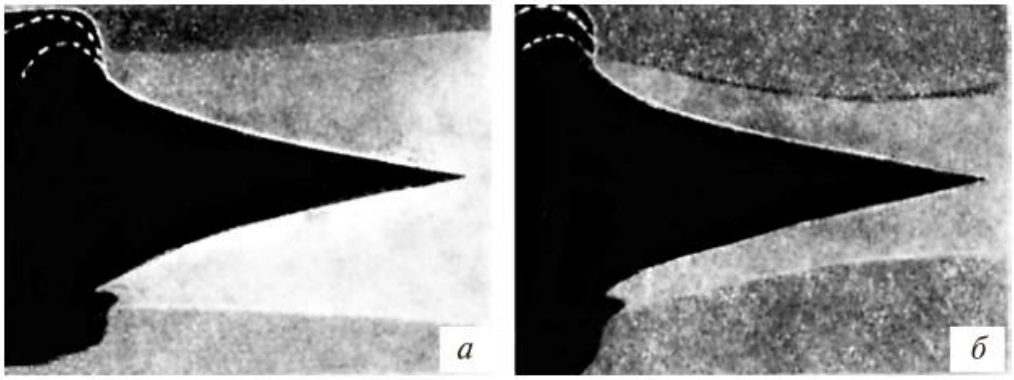


Рис. 2.20. Теневые фотографии течения потока в сопле с центральным телом:
а — расчетный режим работы; *б* — отношение $p_к/p_н$ меньше расчетного

Расширение и разгон потока при работе сопла со свободной внешней границей струи происходят следующим образом (рис. 2.21, *а*). Поток продуктов сгорания разгоняется в сужающемся кольцевом сопле до приобретения ими

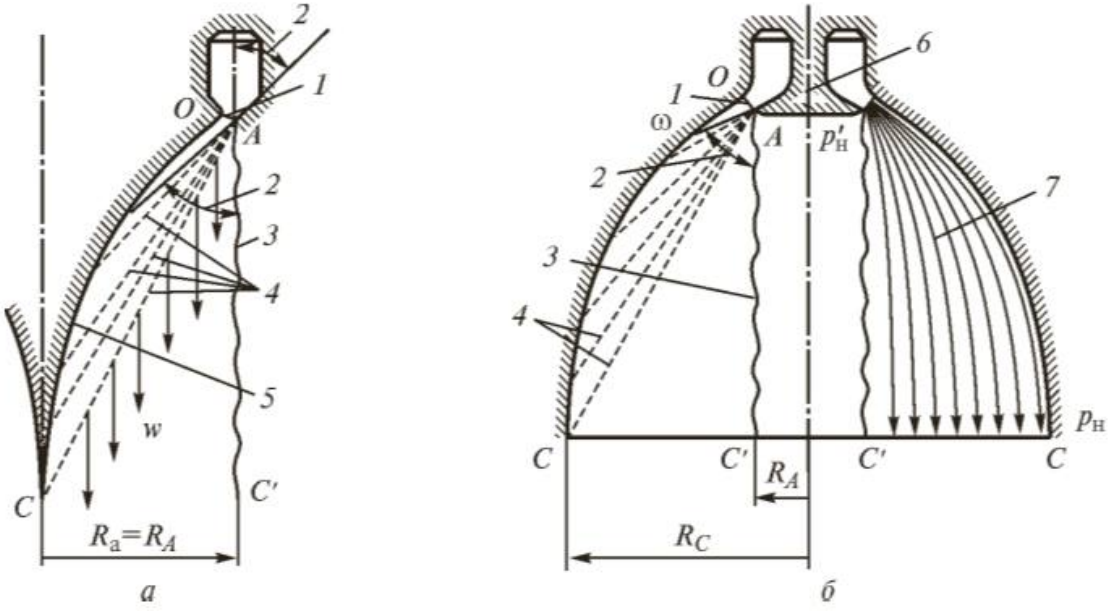


Рис. 2.21. Расширение потока в сопле с центральным телом:
а — сопло с внешним расширением; *б* — тарельчатое сопло; *1* — поверхность критической скорости; *2* — угол поворота потока ω; *3* — свободная поверхность потока; *4* — волны разрежения; *5* — контур центрального тела; *6* — тарельчатое центральное тело; *7* — линии тока

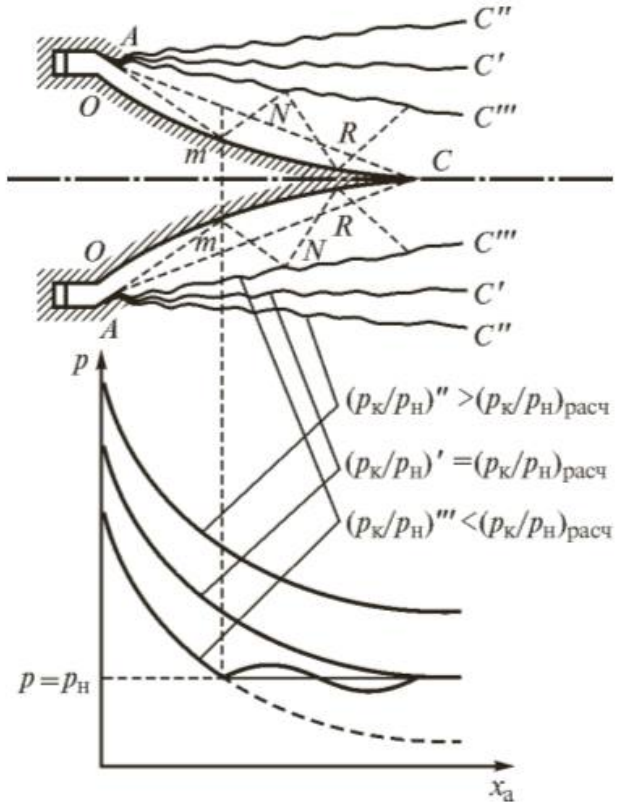


Рис. 2.22. Изменение свободной поверхности расширения и давления вдоль контура *OmC* при различных режимах работы сопла

критической скорости, которая достигается в кольцевом сечении *OA*. Для штыревого сопла, у контура расширяющейся части которого полностью отсутствует внешний участок, дальнейшее расширение газа происходит при обтекании крайней кромки в точке *A*, где возникает веер волн разрежения, проходя через которые поток разгоняется до скорости w и поворачивается на угол ω. Величины w и ω определяются перепадом давления $p_к/p_н$, для плоского течения — формулами (2.37) и (2.38).

Если сопло работает на расчетном режиме ($p_а = p_н$), то внешняя граница струи AC' направлена параллельно оси сопла. Площадь выходного сечения $F_а$ равна площади круга радиусом $R_а = R_A$. При $(p_к/p_н)'' > (p_к/p_н)_{расч}$ сопло работает на режиме недорасширения. Значит, вследствие увеличения $p_к/p_н$ угол поворота потока ω увеличится и внешняя граница потока пройдет по AC'' (рис. 2.22). Изменение давления по контуру центрального тела будет происходить так же, как и в обычном круглом сопле (т. е. в случае уменьшения $p_н$ оно останется неизменным, а в случае увеличения $p_к$ — пропорционально возрастет).

Уравнение тяги сопла с центральным телом при работе на режиме недорасширения будет иметь такой же вид, как и для круглого сопла:

$$P'' = \dot{m}w_а + (p_а - p_н)F_а. \qquad (2.31)$$

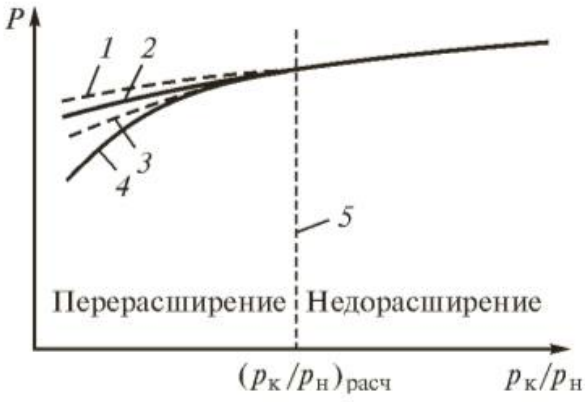


Рис. 2.23. Характеристика изменения тяги для различных типов сопел:
1 — идеально регулируемое сопло; *2* — сопло с центральным телом; *3* — круглое сопло с отрывом потока; *4* — круглое сопло без отрыва потока; *5* — расчетный режим

Характеристика изменения тяги сопла с центральным телом при работе на режиме недорасширения совпадет с характеристикой, полученной для обычного сопла (рис. 2.23).

При значениях $p_к/p_н$, меньших расчетного, течение потока в сопле с центральным телом отличается от течения в обычном сопле: расширение газа на кромке в точке *A* происходит только до давления окружающей среды $p_н$. Крайняя волна разрежения из точки *A* попадает на контур

OC в точке *m* (см. рис. 2.22) и дальнейшее расширение (перерасширение) потока до давлений, меньших $p_н$, не происходит, так что внешняя граница потока, формируемая наружным давлением, пройдет по линии AC''' (это хорошо видно на теневой фотографии, представленной на рис. 2.20, *б*). Расширение потока вдоль контура *OC* до сечения *m*—*m* происходит так же, как и в обычном сопле, и давление в точке *m* можно считать равным давлению окружающей среды $p_н$. При течении газа ниже точки *m* вдоль контура *mC* поток поворачивается и несколько сжимается (как при обтекании вогнутой поверхности сверхзвуковым потоком). В точке *m* (см. рис. 2.22) волна разрежения *Am* отражается от стенки. Отраженный скачок уплотнения *mN* в точке *N* снова отражается от внешней свободной границы поверхности, и волна разрежения, попадая в точку *R* контура центрального тела, снова отразится и т. д. При прохождении потока через скачок уплотнения *mN* давление несколько увеличивается, вследствие чего на участке стенки *mR* давление на стенку в общем случае может даже несколько возрасти. Затем при прохождении потока через волну разрежения *NR* давление снова падает, и до конца сопла CC'' поток пройдет последовательно через систему нескольких волн разрежения и сжатия. Поэтому ниже точки *m* давление вдоль контура *mC* можно считать постоянным и равным давлению окружающей среды, как это показано на рис. 2.22. Таким образом, на режимах, соответствующих режимам перерасширения для обычного сопла, при работе сопла с центральным телом перерасширения потока не происходит. Поток расширится только до давления, равного давлению окружающей среды. Площадь выходного сечения потока при $(p_к/p_н)''' < (p_к/p_н)_{расч}$ уменьшится и будет равна площади потока в сечении *m*—*m*.

Тяга двигателя, имеющего сопло с центральным телом, при $(p_к/p_н)''' < (p_к/p_н)_{расч}$ будет соответствовать расчетному режиму двигателя, работающего со степенью расширения $(p_к/p_н)'''$, т. е.

$$P''' = \dot{m} w_{а\,m}, \tag{2.32}$$

где $w_{а\,m}$ — скорость, соответствующая данному отношению $(p_к/p_н)'''$. Таким образом, при уменьшении отношения давлений $p_к/p_н$ ниже расчетного тяга двигателя с соплом, имеющим центральное тело, будет соответствовать тяге двигателя с круглым идеально регулируемым соплом. Поэтому сопла с центральным телом со свободной поверхностью расширения часто называют *саморегулирующимися соплами*.

Дроссельная характеристика изменения тяги сопла с центральным телом при $(p_к/p_н)''' < (p_к/p_н)_{расч}$ в соответствии с уравнением (2.32) находится выше характеристики обычного сопла, в котором вследствие перерасширения потока будет резко падать тяга.

Следует отметить, что при нерасчетных режимах работы двигателя с соплом, имеющим центральное тело, кроме изменения скорости (в силу изменения $p_к/p_н$) происходит также отклонение направления движения потока от осевого. Это приводит к некоторым потерям тяги из-за рассеивания, вследствие чего характеристика сопла с центральным телом расположена ниже характеристики круглого идеально регулируемого сопла.

Штыревое сопло с частичным внутренним расширением

На рис. 2.1, *е* приведена схема сопла с центральным телом и частичным внутренним расширением. Такие сопла являются промежуточным типом между кольцевым соплом и штыревым соплом с полностью отсутствующим расширяющимся внешним участком. Применение их целесообразно в тех случаях, когда сопло с центральным телом должно обеспечить разгон потока до больших чисел М, т. е. при больших значениях отношения $p_к/p_н$. Дело в том, что в штыревом сопле, у которого полностью отсутствует внешняя стенка расширяющейся части (полное внешнее расширение), при возрастании отношения $p_к/p_н$ увеличивается угол поворота потока ω. При значениях $p_к/p_н$, соответствующих значениям М порядка 3,6…4,2 (в зависимости от показателя γ), угол поворота потока достигает 90° и возрастает при дальнейшем увеличении $p_к/p_н$ (рис. 2.24).

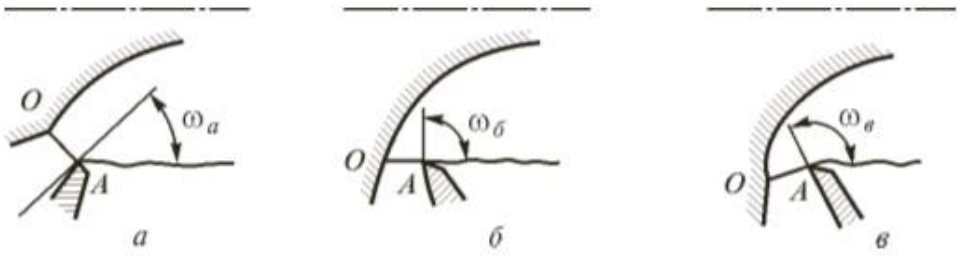


Рис. 2.24. Изменение угла поворота потока и положения поверхности критической скорости *OA* в зависимости от числа М; $M_а < M_б < M_в$

Поскольку необходимо обеспечить достаточно плавный разгон продуктов сгорания до скорости звука, очевидно, что с увеличением угла поворота потока необходимо увеличивать и диаметр кольцевой камеры сгорания, т. е. габариты и вес всего двигателя. Поэтому при больших значениях $p_к/p_н$ для уменьшения угла поворота потока (а следовательно, и габаритов двигателя) целесообразно применять предварительное внутреннее расширение потока в кольцевом сопле до некоторой скорости $M'_а$: $1 < M'_а < M_а$.

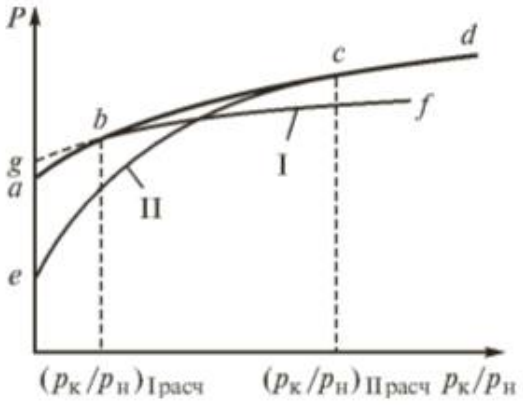


Рис. 2.25. Характеристика сопла с частичным внутренним расширением

Рассмотрим вид характеристики тяги для сопла, обеспечивающего частичное внутреннее расширение потока (рис. 2.25). При расчетном отношении давлений, равном $(p_к/p_н)_{Iрасч}$, изменение тяги для обычного круглого сопла происходит по кривой *ecd* (характеристика II), для штыревого сопла с полным внешним расширением — по кривой *abcd*. При расчетном отношении давлений, равном $(p_к/p_н)_{Iрасч}$, изменение тяги для круглого сопла отражено кривой *gbf* (характеристика I). Для штыревого сопла при расчетном отношении давлений, равном $(p_к/p_н)_{IIрасч}$,

сочетающем внутреннее и внешнее расширения (например, предварительная степень расширения, рассчитанная на величину $(p_к/p_н)_{Iрасч}$), изменение тяги при увеличении $p_к/p_н$ до $(p_к/p_н)_{Iрасч}$ совпадает с характеристикой I (кривая *gb*). Однако при дальнейшем увеличении отношения $p_к/p_н$ сопло будет работать как сопло с полностью внешним расширением и характеристика располагается по линии *bcd*.

Таким образом, кривая *gbcd* будет характеристикой изменения тяги штыревого сопла с частичным внутренним расширением.

Тарельчатое сопло

В тарельчатом сопле (см. рис. 2.1, *ж*, 2.21, вклейку, рис. 5, и [10]) кольцевое критическое сечение сопла расположено ближе к оси, что позволяет уменьшить размеры камеры сгорания. Продукты сгорания вытекают из критического сечения, расходясь от оси. При течении вдоль внешнего контура сопла *OC* поток поворачивается в направлении вдоль оси. Расширение газа происходит при обтекании кромки *A* тарельчатого центрального тела. Свободной поверхностью является внутренняя граница потока, контур которой определяется давлением $p'_н$ вблизи торца тарельчатого центрального тела. В общем случае это давление несколько меньше давления окружающей среды $p_н$ в связи с эжектированием потока из центральной области сопла.

Площадь выходного сечения тарельчатого сопла, работающего на расчетном режиме, определяется по формуле

$$F_а = \pi(R_C^2 - R_A^2). \qquad (2.33)$$

На рис. 2.26 показано расположение свободной внутренней поверхности потока в тарельчатом сопле для различных соотношений $p_к/p_н'$: I — расчетное соотношение; II — режим недорасширения; III — режим, соответствующий режиму перерасширения.

При $(p_к/p_н')^{III} < (p_к/p_н')_{расч}$ так же, как и для сопла с центральным телом, на участке *mC* давление потока на стенку сопла при переходе через систему отраженных волн может несколько возрасти.

В отличие от сопла с центральным телом и внешней свободной поверхностью в тарельчатом сопле при $p'_н < p_н$ возможно некоторое перерасширение потока у стенки сопла до давления $p'_н < p_н$, т.е. в тарельчатом

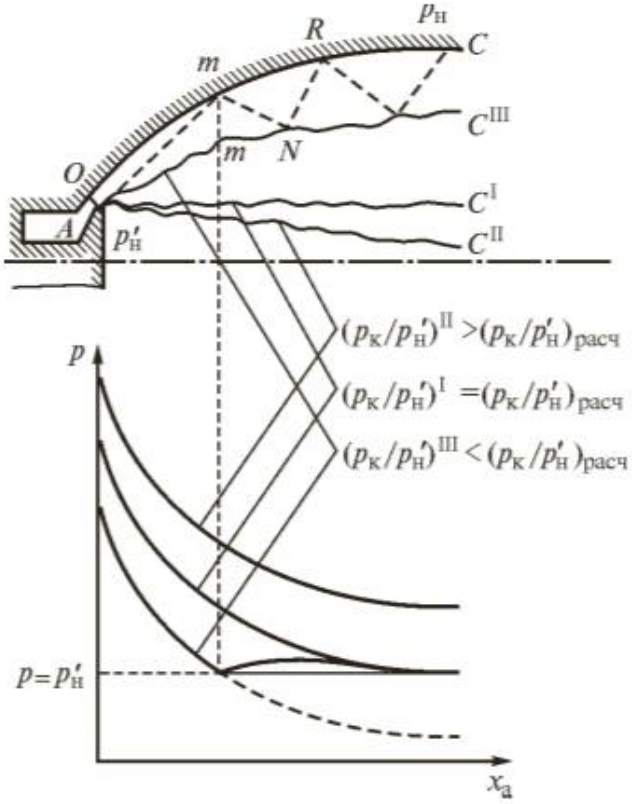


Рис. 2.26. Изменение свободной поверхности расширения и давления вдоль контура *OmC* при различных режимах работы тарельчатого сопла

сопле может появиться отрицательная составляющая тяги за счет перерасширения. Однако такое перерасширение невелико, и в первом приближении можно предполагать, что и в тарельчатом сопле перерасширение отсутствует. В этом случае дроссельная характеристика изменения тяги в зависимости от $p_к/p_н$ для тарельчатого сопла будет определяться теми же уравнениями, что и для сопла с центральным телом, и ее график будет таким, как показано на рис. 2.23.

2.9. Расчет сопел с центральным телом

Рассмотрим метод приближенного построения контура сопел с центральным телом. Для упрощения расчета допустим, что расширение потока в сопле происходит так же, как и при плоском течении Прандтля—Майера. Поэтому при расчете расширения потока за кромкой A (рис. 2.27) будем использовать зависимости, полученные для плоского течения.

Расчет штыревого сопла

Пусть известны топливо, т. е. коэффициент γ, температура $T_к$ и давление в камере $p_к$, а также степень расширения $p_а/p_к$ (или, что то же самое, $M_а$). Дозвуковую часть сопла проектируем так, чтобы на кромке сопла в точке A (см. рис. 2.27) установилась критическая скорость, т. е. $M_A = 1$. Тогда OA — поверхность критической скорости.

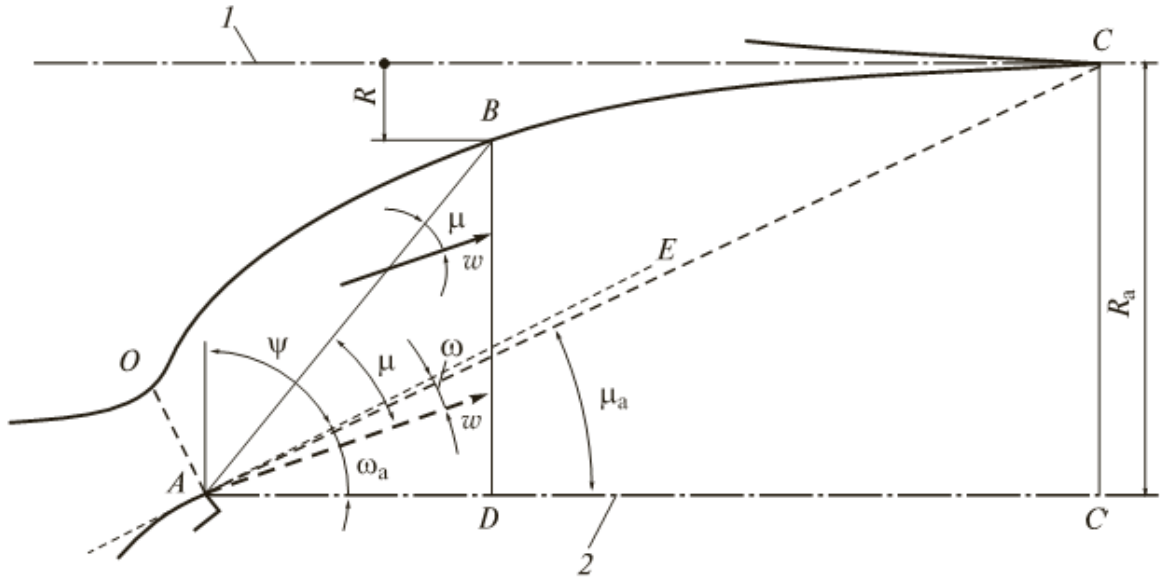


Рис. 2.27. К расчету контура сопла с центральным телом:
1 — ось сопла; *2* — свободная поверхность

Определим положение кромки A и ее угол наклона. При обтекании кромки образуется пучок волн разрежения. При расчетном режиме по условиям работы сопла направление потока на границе свободной поверхности AC' должно совпадать с направлением оси сопла. Для этого угол $\omega_а$ наклона касательной AE к оси контура в точке A должен быть равен углу поворота потока при разгоне потока от $M_A = 1$ до заданной скорости $M_а$ (т. е. при расширении потока до $p_а = p_н$):

$$\omega_a = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}(M_a^2-1)} - \operatorname{arctg}\sqrt{M_a^2-1}. \quad (2.34)$$

Расстояние от кромки A до оси сопла равно радиусу выходного сечения R_a и определяется по формуле

$$\frac{F_a}{F_{кр}} = \frac{1}{M_a}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M_a^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \quad (2.35)$$

где

$$F_a = \pi R_a^2 \quad (2.36)$$

и $F_{кр}$ определяется соотношением (1.42).

Для построения контура центрального тела OC определим на нем положение произвольной точки B. В точку B попадет промежуточная волна разрежения AB. Скорость потока w (или M) вдоль волны разрежения (характеристики) AB постоянна. Сечение потока F, в котором скорость равна w, определяется как проекция боковой поверхности усеченного конуса, образованного вращением отрезка AB вокруг оси сопла, на плоскость, нормальную к скорости. Площадь сечения потока F и угол ω между направлением потока и касательной AE определяются соотношениями

$$\frac{F}{F_{кр}} = \frac{1}{M}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{\gamma-1}{2}M^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \quad (2.37)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}(M^2-1)} - \operatorname{arctg}\sqrt{M^2-1}. \quad (2.38)$$

Угол μ между направлениями характеристики AB и скорости w (угол Маха) определяется соотношением

$$\sin\mu = \frac{1}{M}. \quad (2.39)$$

Если R — расстояние от точки B до оси сопла, а длина AB равна L, то

$$F = \pi L(R + R_a)\cos(90° - \mu) = \pi L(R + R_a)\sin\mu. \quad (2.40)$$

Обозначив через ψ угол между направлениями касательной AE и нормалью к оси сопла, из геометрических соотношений можно получить

$$\omega_a = 90° - \psi,$$

$$\angle BAC' = (\mu - \omega) + \omega_a = \mu - (\omega + \psi) + 90°. \quad (2.41)$$

Обозначив $\angle BAC' = \chi$, получим

$$\chi = 90° + \mu - (\omega + \psi),$$

$$\angle DBA = 90° - \chi = -\mu + (\omega + \psi). \quad (2.42)$$

Поскольку $BD = R_a - R$, то

$$L = \frac{R_a - R}{\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}. \tag{2.43}$$

Подставив выражения (2.43) и (2.39) в соотношение (2.40), получим

$$F = \frac{\pi\left(R_a^2 - R^2\right)}{\mathrm{M}\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}, \tag{2.44}$$

откуда с учетом соотношения (2.36) имеем

$$R = R_a\sqrt{1 - \frac{F}{F_a}\mathrm{M}\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}. \tag{2.45}$$

Подставив равенство (2.45) в формулу (2.43), получим

$$L = \frac{R_a}{\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{F}{F_a}\mathrm{M}\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}\right] \tag{2.46}$$

или

$$\bar{L} = \frac{L}{R_a} = \frac{1}{\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{F}{F_a}\mathrm{M}\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}\right]. \tag{2.47}$$

Соотношения (2.42) и (2.47) являются расчетными для построения контура центрального тела.

Положение крайних точек контура *C* и *O* можно определить сразу. В точке *C* имеем

$$\begin{gathered}\omega = \omega_a, \quad \mathrm{M} = \mathrm{M}_a, \quad \mu = \mu_a, \quad F = F_a, \\ \cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right) = \cos\left(\mu_a - (\omega_a + 90° - \omega_a)\right) = \sin\mu_a.\end{gathered} \tag{2.48}$$

Подставляя соотношения (2.48) в (2.42) и (2.47), получим

$$\chi_a = \mu_a, \qquad \bar{L}_a = \frac{1}{\sin\mu_a} = \mathrm{M}_a. \tag{2.49}$$

В точке *O* имеем

$$w = 0, \quad \mu = 90°, \quad \mathrm{M} = 1, \quad F = F_{кр}. \tag{2.50}$$

Подставим равенства (2.50) в выражения (2.42) и (2.47). Тогда

$$\chi_{кр} = 180° - \psi,$$

$$\bar{L}_{кр} = \frac{1}{\cos(90° - \psi)}\left[1 - \sqrt{1 - \frac{F_{кр}}{F_a}\cos(90° - \psi)}\right], \tag{2.51}$$

$$L_{кр} = OA = \bar{L}_{кр}R_a.$$

Для построения контура центрального тела, задавая значения $\mathrm{M} = 1\ldots\mathrm{M}_a$, сведем расчеты по определению χ и L в таблицу (см. табл. 2.3).

Укороченные сопла с центральным телом

В результате расчета мы получаем контур центрального тела идеального сопла, т. е. сопла, обеспечивающего на срезе равномерный, параллельный оси сопла поток. Так же, как и в случае круглых сопел, идеальное сопло с центральным телом имеет очень большую длину. Поэтому и в этом случае для уменьшения габаритов и веса конструкции целесообразно применять укороченные сопла. Из экспериментальных исследований следует, что укорочение центрального тела путем замены профилированного контура конусом приводит к очень небольшим потерям тяги.

Сравнение профилей центральных тел идеального и укороченного сопел, ограниченных коническими контурами с различными полууглами раствора конуса, приведено на рис. 2.28 *а*, откуда видно, что замена концевой части контура конусом с углом раствора 20…30° позволяет уменьшить длину сопла на 40…60 %.

На рис. 2.28, *б* показано изменение коэффициента сопла φ_c в зависимости от полуугла θ раствора конуса. Из графика видно, что даже при $\theta = 30°$ потери тяги составляют около 1 %.

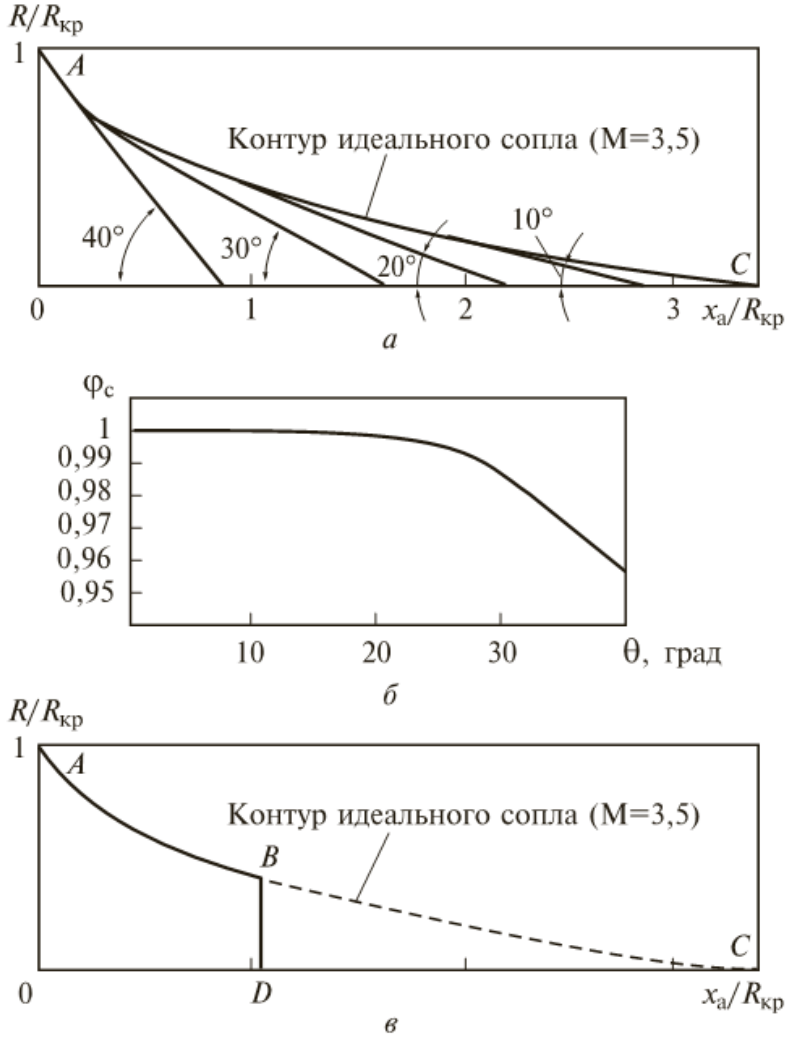


Рис. 2.28. Укорачивание сопел с центральным телом:
а — замена части контура конусом; *б* — изменение φ_c в зависимости от полуугла θ центрального тела; *в* — удаление части контура

Центральное тело можно укоротить, отрезав его концевую часть и заменив контур ABC контуром ABD (рис. 2.28, *в*).

Укороченный контур сопла с центральным телом можно построить, решая вариационную задачу о нахождении оптимального контура, используя в качестве целевой функции комплекс, связывающий размеры и коэффициент сопла.

Расчет тарельчатых сопел

Предположим, что имеет место плоское течение газа при обтекании кромки A и для тарельчатого сопла. Тогда изложенный выше метод можно использовать для *приближенного* расчета тарельчатого сопла (рис. 2.29). Исходные данные для этого расчета те же, что и при расчете сопла с внешним расширением.

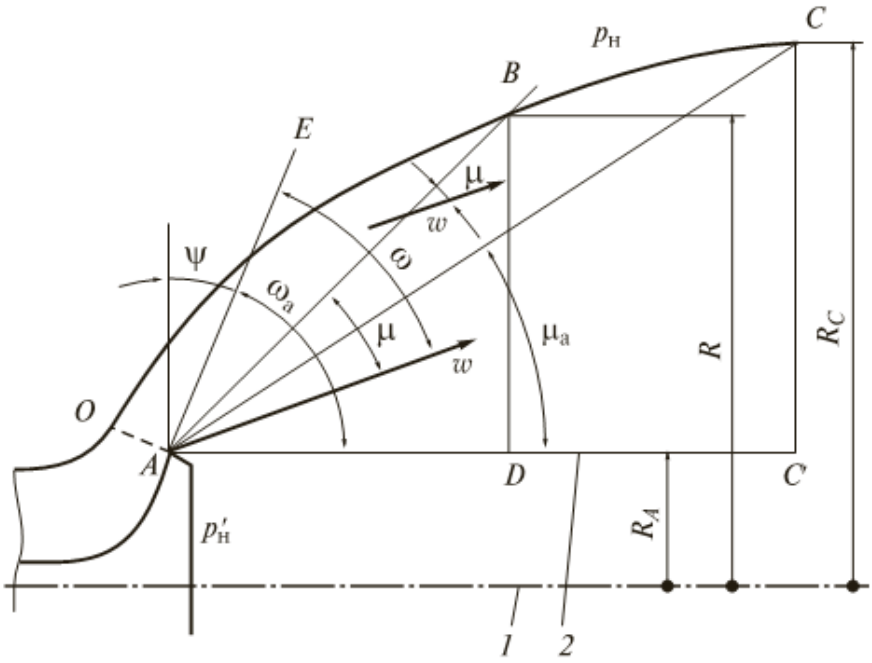


Рис. 2.29. К расчету контура тарельчатого сопла:
1 — ось сопла; *2* — свободная поверхность

Пусть R_A — радиус тарельчатого центрального тела, равный расстоянию от оси сопла до кромки A (этот радиус задаем из конструктивных соображений), R_C — радиус контура на срезе сопла. Тогда

$$F_а = \pi(R_C^2 - R_A^2). \tag{2.52}$$

Для произвольной точки B контура сопла площадь сечения потока, имеющего скорость w (или М), определяется как проекция боковой поверхности усеченного конуса, образованного вращением отрезка $AB = L$ вокруг оси, на поверхность, нормальную к направлению скорости потока w:

$$F = \pi L(R - R_A)\cos(90° - \mu) = \pi L(R - R_A)\sin\mu. \tag{2.53}$$

Поскольку и в данном случае действительны соотношения (2.42), имеем

$$L = \frac{R - R_A}{\cos\left(\mu - (\omega + \psi)\right)}. \tag{2.54}$$

Подставляя равенства (2.54) и (2.42) в выражение (2.53), получим

$$F = \frac{\pi\left(R^2 - R_A^2\right)}{\mathrm{M}\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)}. \tag{2.55}$$

Отсюда

$$R = R_A\sqrt{1 + \frac{F\,\mathrm{M}}{\pi R_A^2}\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)}. \tag{2.56}$$

Подставив равенство (2.56) в выражение (2.54), имеем

$$L = \frac{R_A}{\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)}\left(\sqrt{1 + \frac{F\,\mathrm{M}}{\pi R_A^2}\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)} - 1\right), \tag{2.57}$$

$$\overline{L} = \frac{L}{R_A} = \frac{1}{\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)}\left(\sqrt{1 + \frac{F\,\mathrm{M}}{\pi R_A^2}\cos\left(\mu - \left(\omega + \psi\right)\right)} - 1\right). \tag{2.58}$$

Пример расчета сопла с центральным телом

Определить основные размеры и контур центрального тела штыревого сопла при следующих данных: давлении в камере сгорания $p_к$ = 5,92 МПа, расчетном давлении окружающей среды $p_н = p_а$ = 0,048 МПа, температуре в камере сгорания $T_к$ = 3650 К, показателе γ = 1,2, газовой постоянной продуктов сгорания R = 363 Дж/(кг · К), теоретической тяге двигателя $P = 9{,}81 \cdot 10^4$ Н. Потери не учитываются.

Р е ш е н и е .

1. По формуле (1.23) находим число $\mathrm{M}_а$ потока:

$$\mathrm{M}_а = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{p_к}{p_а}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]} = \sqrt{\frac{2}{1{,}2 - 1}\left[\left(\frac{5{,}92}{0{,}048}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} - 1\right]} = 3{,}5.$$

2. Находим отношение $F_а / F_{кр}$:

$$\frac{F_а}{F_{кр}} = \frac{1}{\mathrm{M}_а}\left[\frac{2}{\gamma + 1}\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}\mathrm{M}_а^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = \frac{1}{3{,}5}\left[\frac{2}{1{,}2 + 1}\left(1 + \frac{1{,}2 - 1}{2}\cdot 3{,}5^2\right)\right]^{\frac{1{,}2+1}{2(1{,}2-1)}} = 14{,}67.$$

3. Удельный импульс $I_у$ и расход топлива $\dot{m}$ находим по формулам

$$I_у = w_а = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}RT_к\left[1 - \left(\frac{p_а}{p_к}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2\cdot 1{,}2}{1{,}2 - 1}\cdot 363\cdot 3650\cdot\left[1 - \left(\frac{0{,}048}{5{,}92}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}}\right]} = 2680 \ \text{м/с}.$$

$$\dot{m} = \frac{P}{I_у} = \frac{98100}{2680} = 36,6 \text{ кг/с}.$$

4. Расходный комплекс β и площадь критического сечения $F_{кр}$ вычислим по формулам

$$\beta = \frac{\sqrt{RT_к}}{A(\gamma)} = \frac{\sqrt{363 \cdot 3650}}{0,648} = 1776 \text{ м/с}.$$

$$F_{кр} = \frac{\beta \dot{m}}{p_к} = \frac{1785 \cdot 36,6}{5,92 \cdot 10^6} = 0,0111 \text{ м}^2.$$

5. Найдем площадь среза $F_а$ и радиус $R_а$:

$$F_а = 14,67 F_{кр} = 0,161 \text{ м}^2, \qquad R_а = \sqrt{\frac{F_а}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,161}{3,14}} = 0,226 \text{ м}.$$

6. Найдем угол наклона $\omega_а$ наружной кромки к оси сопла и угол ψ (см. рис. 2.29):

$$\omega_а = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}(M_а^2 - 1)} - \operatorname{arctg} \sqrt{M_а^2 - 1} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,2+1}{1,2-1}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1,2-1}{1,2+1}\left(3,5^2 - 1\right)} - \operatorname{arctg} \sqrt{3,5^2 - 1} = 77,4°,$$

$$\psi = 90° - \omega_а = 12,6°.$$

7. Определим контур центрального тела. Для этого по формулам (2.42) и (2.47) находим χ и L, соответствующие разным значениям M. Данные расчета приведены в табл. 2.3. Значения ω и $F/F_{кр}$ определяются либо по имеющимся таблицам или графикам, либо по формулам (2.37) и (2.38). Построенный контур центрального тела идеального сопла приведен на рис. 2.30, откуда видно, что оно получилось большей длины.

Для укорачивания центрального тела заменим часть профилированного контура конусом с полууглом раствора конуса θ = 30°. Тогда образующей укороченного центрального тела будет линия *OBD*, а длина укороченного сопла — на 55 % меньше длины идеального сопла центрального тела.



Рис. 2.30. К примеру построения контура центрального тела

Таблица 2.3

Пример вычисления значений χ и L при различных числах Маха

Порядок расчета		Число Маха													
		1	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0	3,5
1	$\omega = \sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \times$ $\times \text{arctg}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}(M^2-1)} -$ $-\text{arctg}\sqrt{M^2-1}$	0	0°32′	1°32′	4°6′	6°58	10°12′	13°37′	20°44′	31°28′	37°28′	48°34′	54°51′	63°43′	77°26′
2	$\mu = \arcsin\frac{1}{M}$	90°	72° 15′	65°22′	56°26′	50°17′	45°35′	41°48′	36°2′	30°	27°2′	23°35′	21°44′	19°28′	16°36′
3	$\mu - (\omega + \psi)$	77°26′	59°09′	51°16′	39°46′	30°44′	22°49′	15°38′	2°44′	−14°2′	−23°	−37°33′	−45°41′	−56°49′	−73° 24′
4	$\cos(\mu - (\omega + \psi))$	0,2175	0,5127	0,6257	0,7687	0,8595	0,9217	0, 963	0,9989	0,9702	0,9205	0,7946	0,6986	0,5473	0,285
5	$\chi = 90° + \mu - (\omega + \psi)$	167°26′	149°9′	141°16′	129°46′	120°44′	112°49′	105°38′	92°44′	75°58′	67°	52°27′	44°19′	33°11′	16°36′
6	$F/F_{кр}$	1,000	1,0021	1,009	1,039	1,076	1,134	1,209	1,209	1,891	2,358	3,403	4,461	6,735	14,67
7	$\frac{F}{F_a} = \frac{F}{F_{кр}}\frac{F_{кр}}{F_a}$	0,0681	0,0683	0,0688	0,0708	0,0734	0,0774	0,0825	0,096	0,1289	0,1605	0,2320	0,3040	0,4590	1,000
8	$\frac{F}{F_a}M \cdot [5]$	0,0148	0,0368	0,0473	0,0653	0,0820	0,1000	0,1190	0,1629	0,2503	0,3245	0,4610	0,5730	0,7550	1,000
9	1−[9]	0,9852	0,9632	0,9527	0,9347	0,9180	0,9000	0,8810	0,8371	0,7497	0,6755	0,5390	0,4270	0,2450	0
10	$\sqrt{[10]}$	0,9925	0,9814	0,9763	0,9676	0,958	0,949	0,9385	0,9146	0,866	0,822	0,734	0,654	0,495	0
11	1 − [11]	0,0075	0,0186	0,024	0,033	0,042	0,051	0,0615	0,086	0,134	0,178	0,266	0,346	0,505	1
12	$\overline{L} = \frac{[12]}{[5]}$	0,0344	0,0362	0,0383	0,043	0,0499	0,0563	0,0639	0,0861	0,138	0,1935	0,335	0,496	0,923	3,5
13	$L = \overline{L}R_a$, мм	7,88	8,3	8,79	9,85	11,4	12,9	14,6	19,7	31,6	44,4	76,7	114	212	803

Преимущества и недостатки сопел с центральным телом

Преимущества двигателей с соплом, имеющим центральное тело, состоят в лучших характеристиках изменения тяги и меньших габаритах, чем у двигателей с круглым соплом. Как отмечалось выше, причиной этого является возможность их саморегулирования на режимах работы, соответствующих режиму перерасширения в круглых соплах.

Длина двигателя с укороченным соплом с центральным телом значительно меньше длины обычного двигателя. Кроме того, полость центрального тела можно использовать для размещения в ней агрегатов установки (например, ТНА), что также позволяет уменьшить габариты. На рис. 2.31 показана примерная схема размещения агрегатов в полости центрального тела и дано сравнение ЖРД с круглым соплом и с соплом, имеющим центральное тело. Ожидаемым преимуществом сопел с центральным телом является возможность управления вектором тяги путем разделения кольцевой камеры на отдельные сегменты и изменения расхода топлива в каждой отдельной камере. При этом можно ожидать, что вследствие разделения кольцевой камеры на камеры меньшего размера вероятность возникновения вибрационного горения также снизится.

Из недостатков сопел с центральным телом в первую очередь необходимо отметить сложность организации охлаждения двигателей с таким соплом ввиду большого периметра критического сечения и сложности подвода

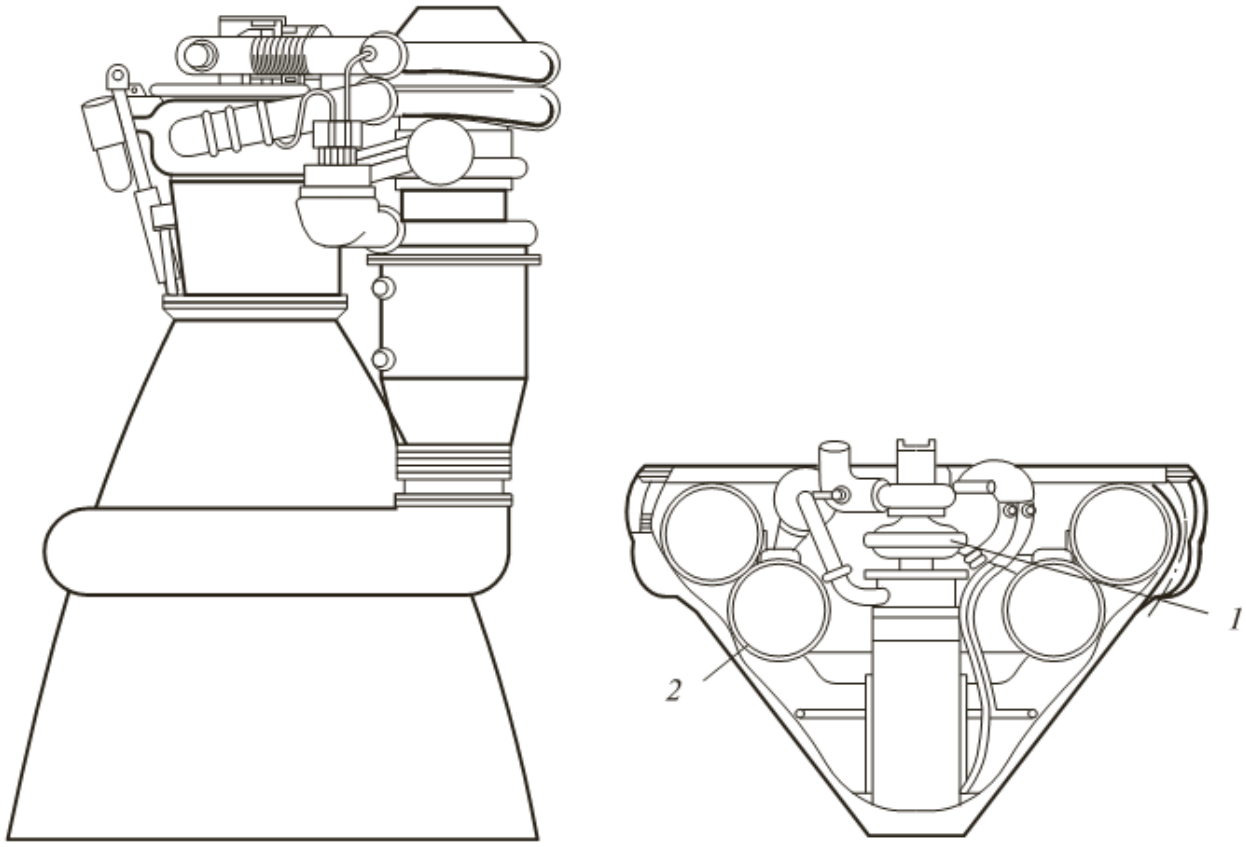


Рис. 2.31. Примерная схема размещения агрегатов в полости центрального тела (слева для сравнения показан однокамерный двигатель той же тяги):
1 — ТНА; *2* — вспомогательные баки

охладителя (см. § 4.13). Трудности охлаждения несколько уменьшаются при использовании тарельчатого сопла.

Сравнивая тарельчатые сопла с соплами с внешним расширением, необходимо отметить как преимущество тарельчатых сопел меньшее влияние помех со стороны внешней среды, возникающих при движении ракеты в атмосфере. Масса двигателя с тарельчатым соплом в целом несколько снижается в результате значительного уменьшения веса камеры сгорания. Однако, как мы отметили выше, вследствие эжектирующего действия потока в тарельчатых соплах возможно перерасширение до $p_{\text{н}}' < p_{\text{н}}$, что приводит к ухудшению тяговых характеристик.

Глава 3

Смесеобразование и смесительная головка камеры ЖРД

Эффективность работы камеры сгорания ЖРД в значительной мере зависит от качества организации процессов смесеобразования и горения, в свою очередь, существенно зависящих от свойств топлива и конструкции головки камеры двигателя.

3.1. Основные стадии процессов смесеобразования и горения топлив

Смесеобразование и преобразование топлива

Смесеобразованием называется комплекс процессов, протекающих от момента ввода в камеру компонентов топлива до образования однородной смеси. Таким образом, процесс смесеобразования складывается из подачи компонентов в камеру через форсунки, дробления струй на капли, испарения и перемешивания.

Процесс смесеобразования должен обеспечить:

1) возможно более полное сгорание компонентов в камере;

2) возможно более равномерное распределение соотношения компонентов (т. е. K_m) и расходонапряженности q_m по сечению камеры (см. § 5.1);

3) возможно меньшую склонность к возникновению неустойчивого горения;

4) образование пристеночного слоя, необходимого для защиты стенок камеры от высоких тепловых потоков, направленных в стенку.

Преобразованием топлива в продукты сгорания будем называть суммарный процесс, состоящий из процессов смесеобразования и горения топлива.

Процессы преобразования в зависимости от типа топлива (самовоспламеняющегося или несамовоспламеняющегося) схематично представлены на рис. 3.1.

При *самовоспламеняющемся* топливе (рис. 3.1, *а*) после распыления компонентов процесс горения протекает в трех направлениях. Часть топлива испаряется до смешения в жидкой фазе. После этого происходят смешение компонентов в газовой фазе и горение их, которое и приводит к образованию продуктов сгорания.

Вторая часть топлива перемешивается в жидкой фазе. При контакте капель горючего и окислителя реакция горения начинается непосредственно в жидкой фазе. В связи с резким повышением температуры при горении часть топлива, недостаточно перемешавшаяся в жидкой фазе, испаряется, не успев вступить в реакцию. Дальнейшее смешение и горение этого топлива происходят уже в газовой фазе.

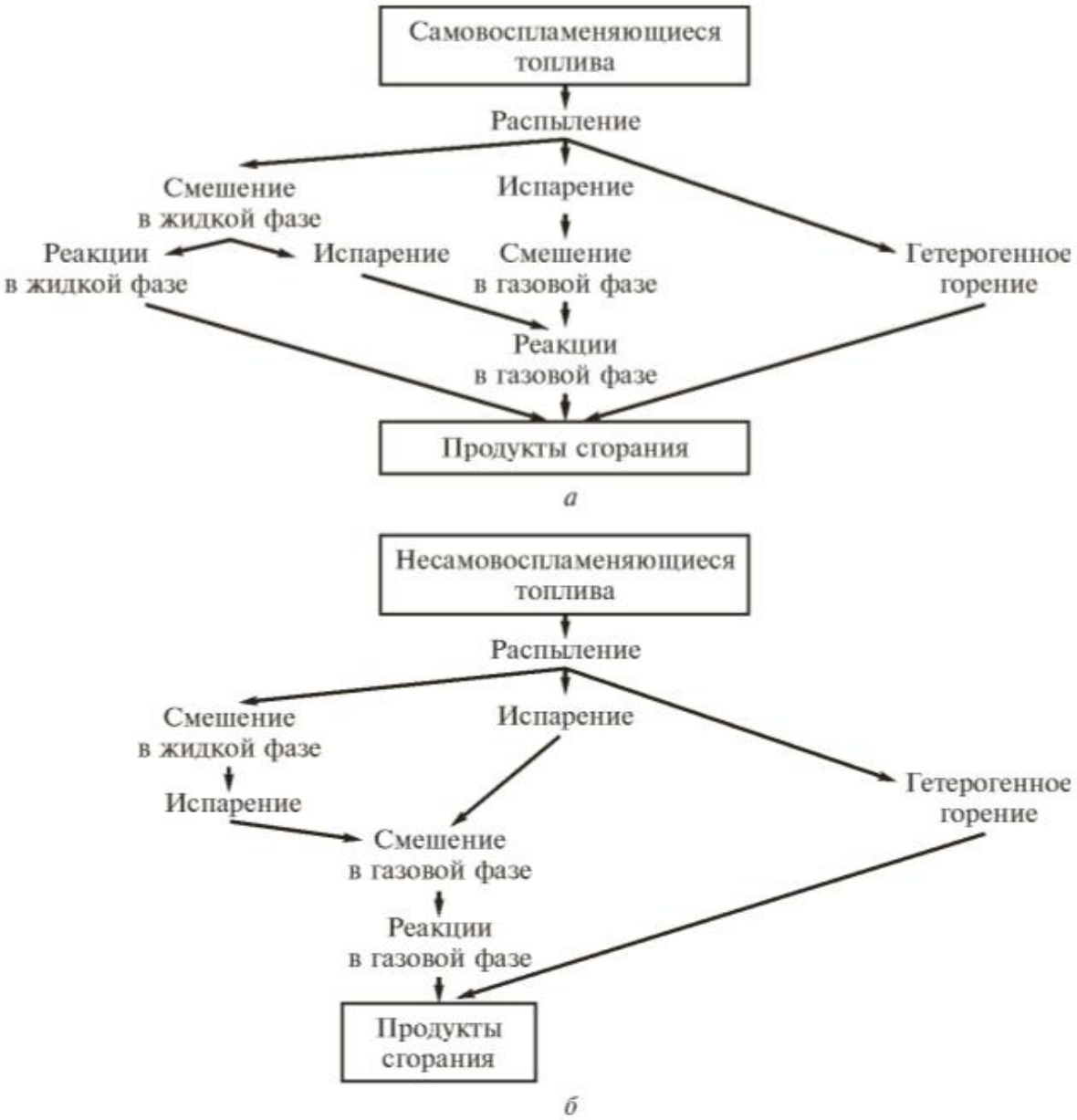


Рис. 3.1. Схемы протекания процессов преобразования

Одновременно с гомогенным может происходить гетерогенное горение, т. е. горение жидких капель одного из компонентов в газообразных парах другого. Такое горение возможно в случае опережения испарения одного из компонентов или при образовании в результате распыления очень крупных капель, которые испаряются медленнее, чем мелкие капли.

Реакция горения в жидкой фазе характерна только для самовоспламеняющихся компонентов.

При несамовоспламеняющихся компонентах реакция в жидкой фазе не возникает и процесс преобразования протекает по схеме, представленной на рис. 3.1, *б*. После распыления компонентов происходит смешение их в жидкой фазе. При этом возможно и предварительное смешение (например, в эмульсионной форсунке). Затем происходят испарение компонентов топлива, дальнейшее их смешение и реакция. Одновременно имеет место также гетерогенное сгорание капель.

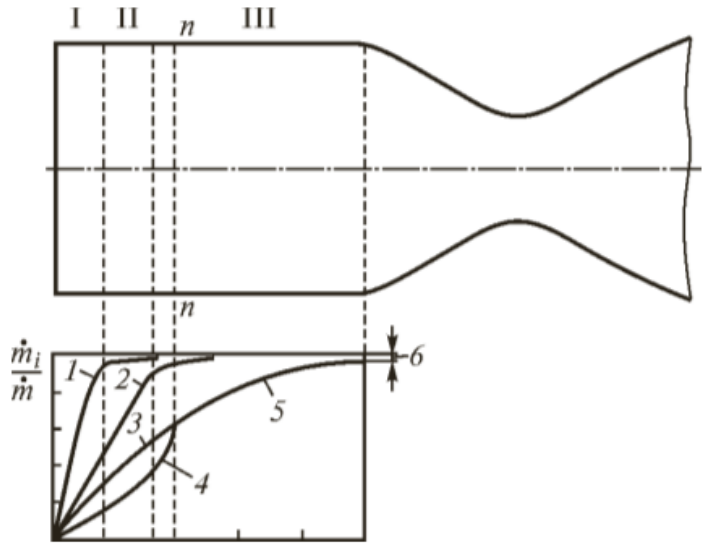


Рис. 3.2. Схема протекания процессов в камере сгорания:
1 — распыление; *2* — испарение; *3* — смешение компонентов; *4* — воспламенение; *5* — диффузионное горение; *6* — неполнота сгорания

Согласно протеканию процессов, определяющих процесс преобразования, камеру сгорания ЖРД принято разбивать по длине на следующие основные зоны (рис. 3.2):

I — зона распыления,

II — зона испарения,

III — зона смешения и горения.

Здесь $\dot{m}_i / \dot{m}$ — степень завершенности элементарного процесса преобразования топлива в продукты сгорания.

Следует отметить, что деление камеры на указанные зоны несколько условно, так как процессы распыления, испарения, смешения и горения не протекают в строгой последовательности, и нельзя сказать, что только после полного распыления начинается испарение, а после испарения — смешение и т. д. В элементарном объеме камеры сгорания могут одновременно протекать два или три элементарных процесса. Таким образом, название зоны определяет только наиболее характерный для нее процесс. Разберем протекание процессов в каждой из зон.

Распыление

Основными показателями, характеризующими качество распыления, являются тонкость и однородность распыления, а также дальнобойность струи и распределение расходонапряженности по ее сечению.

Качество распыления топлива, поступающего в камеру, определяет протекание в камере дальнейших процессов — испарения, смешения и горения топлива. На качество распыления влияют процессы, протекающие как в топливоподающей системе и форсунках, так и в камере сгорания. Тип форсунок (струйные или центробежные, двухкомпонентные по схеме «газ–жидкость» или «жидкость–жидкость»), конструкция и взаимное расположение их в значительной мере предопределяют процесс распыления топлива.

Распад струи на капли и дробление капель происходят на выходе струи из форсунок под действием внешних и внутренних сил.

К *внешним* силам (иногда их называют *аэродинамическими*) относятся силы взаимодействия компонента со средой, в которую он впрыскивается. Величина этих сил зависит от вязкости и плотности окружающей среды, скорости струи и размеров капель жидкости. К внешним силам относятся также силы взаимодействия при пересечении струй или при столкновении струи с твердой стенкой. При увеличении скорости движения струи относительно среды, в которую производится впрыск, действие внешних сил усиливается. При этом также растет возмущение на поверхности струи, что приводит к быстрейшему дроблению струи, а следовательно, и к улучшению качества распыления. Однако распад и дробление струи могут происходить и при отсутствии внешних сил. Так, при впрыске компонента в вакуум распыление происходит под действием внутренних сил.

К *внутренним* силам относятся действие турбулентности и молекулярные силы. В струе компонента, вытекающего из форсунки, возникают турбулентные пульсации скорости; внутри струи моли жидкости совершают беспорядочные движения. Интенсивность турбулентности зависит от перепада давления на форсунке, плотности, вязкости компонента, а также от конструкции форсунки. Увеличение перепада давления (т. е. увеличение скорости истечения) способствует повышению интенсивности турбулентности, что приводит к ускорению дробления струи, т. е. улучшению качества распыления. Молекулярные силы — это силы вязкости и поверхностного натяжения.

При выходе струи из форсунки внешние силы и турбулентные пульсации скорости внутри струи стремятся раздробить струю (пелену); с другой стороны, силы поверхностного натяжения и силы вязкости препятствуют дроблению. При этом дробление струи и образование капель происходят следующим образом.

При впрыске компонента через форсунку образуется жидкая струя (пелена). Под действием внешних сил и турбулентных пульсаций в струе появляется возмущение на поверхности жидкости. В результате дальнейшего действия на компонент внешних и внутренних сил образуется пленка жидкости и струя (пелена) распадается на частицы различной величины и формы. Малые частицы под действием поверхностного натяжения принимают форму шара и образуют капли; крупные — продолжают распадаться дальше (рис. 3.3).

Тонкость распыления характеризуется средним диаметром образующихся капель.

Однородность распыления характеризуется кривой распределения капель данного диаметра.

Тонкость и однородность распыления зависят от свойств компонента, конструкции форсунки, а также от параметров работы камеры сгорания, в которую производится впрыск, и, в первую очередь, от плотности продуктов сгорания. С увеличением плотности среды, в которую производится впрыск, а также с увеличением перепада давления на форсунке тонкость распыления увеличивается. Для ЖРД средний диаметр капли находится в пределах 25…250 мкм. Интересно отметить, что для дизеля, имеющего значительно больший перепад

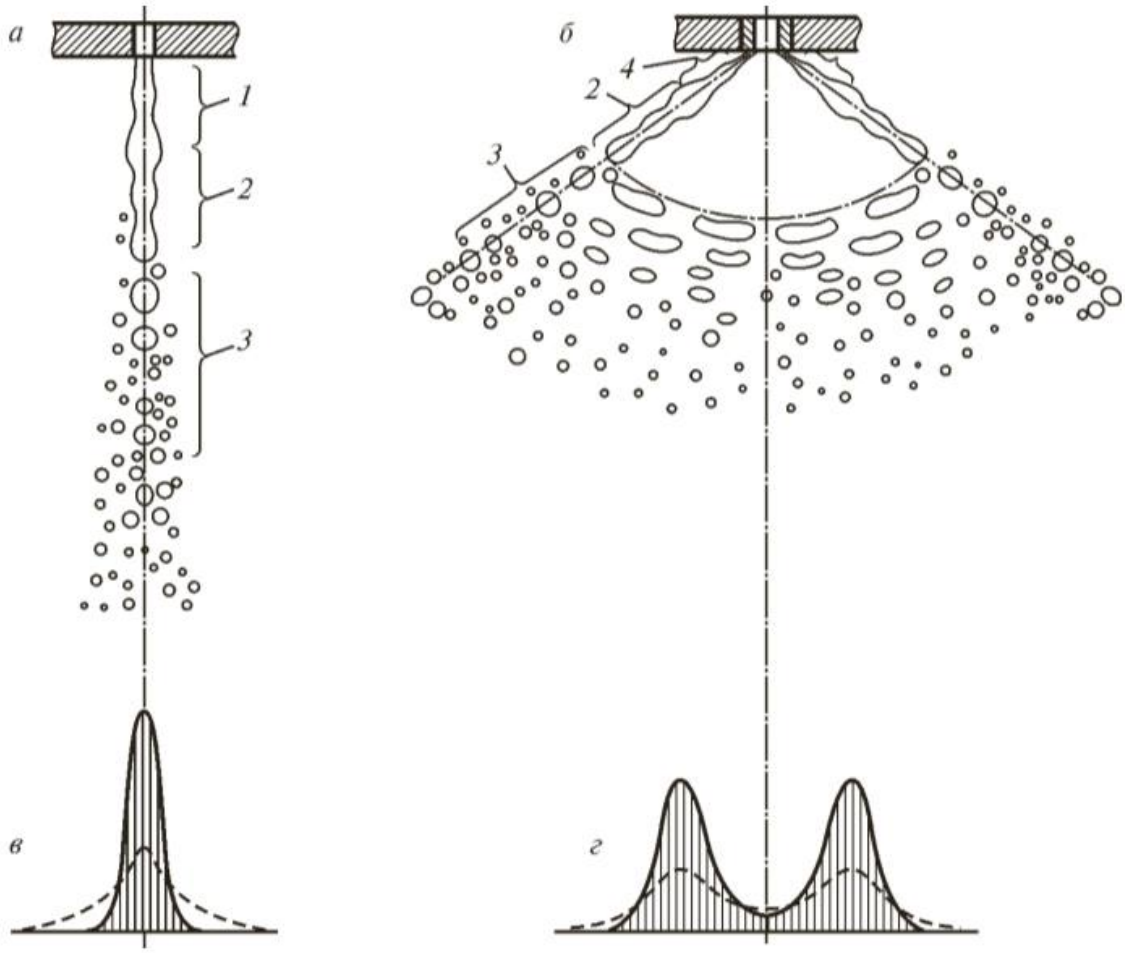


Рис. 3.3. Механизм распада струи (пелены):
а — струйная форсунка; *б* — центробежная форсунка; *в*, *г* — эпюры распределения расходонапряженности;
1 — струя; *2* — возмущение поверхности и образование перемычек; *3* — дробление струй (пелены) на части; *4* — пелена

давления на форсунке, средний диаметр капли меньше и находится в пределах 10…100 мкм. Основная причина этого заключается в том, что в дизелях устанавливаются форсунки со значительно большим перепадом давления $\Delta p_{ф}$, чем в ЖРД.

Дальнобойность струи (или *глубина проникновения*) определяется скоростью выхода струи из форсунки (т. е. перепадом давления на форсунке), направлением и углом распыления, а также плотностью среды, в которой происходит распыление компонентов. Увеличение дальнобойности струи нежелательно, так как увеличиваются размеры зоны распыления, а следовательно, и размеры камеры сгорания.

Распределение *расходонапряженности* компонента по поперечному сечению струи определяется, в первую очередь, типом форсунки.

Типичные эпюры распределения расходонапряженности для струйной и центробежной форсунки приведены на рис. 3.3, *в*, *г*. Для струйной форсунки типичным является пик расходонапряженности на оси форсунки. Для сечения струи центробежной форсунки характерно наличие двух пиков на некотором расстоянии от оси.

По мере удаления струи от сопла форсунки происходит некоторое сглаживание пиков (пунктирная линия на рис. 3.3, *в*, *г*). Обычно полагается, что расходонапряженность по окружности струи постоянна, хотя в действительности расходонапряженность неравномерна.

Испарение

Процесс испарения является важным этапом подготовки топлива к воспламенению и горению, так как основное количество топлива в камере ЖРД воспламеняется и горит в газовой фазе. От скорости протекания процесса испарения сильно зависит и полное время, за которое происходит образование продуктов сгорания. Сложность процесса испарения в камере ЖРД усугубляется тем, что здесь происходит одновременное испарение не одного компонента, а сложной смеси компонентов с различными физико-химическими свойствами. При этом процесс испарения должен закончиться за очень малый промежуток времени порядка 0,002…0,008 с. Теплота, необходимая для испарения капель в камере ЖРД, подводится из зоны горения в первую очередь путем конвективной теплоотдачи от обратных токов горячих газов. Обратные токи возникают в результате эжектирующего действия струи впрыскиваемого топлива. Струя компонента увлекает за собой газы, находящиеся в полостях между струями. В образующиеся при этом зоны разрежения поступают новые порции горячих продуктов сгорания (рис. 3.4).

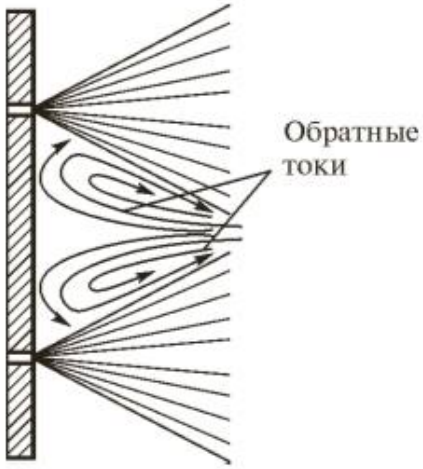


Рис. 3.4. Возникновение обратных токов

Часть теплоты подводится к каплям за счет радиационного теплообмена от ядра пламени. Кроме того, подвод тепла происходит также за счет горения, начинающегося в зоне испарения.

Скорость нагрева и испарения капель, а следовательно, и длина зоны испарения зависят от температуры окружающей среды, размера капель, относительной (к потоку газов) скорости движения капель, а также от химических и теплофизических свойств вещества капли и газовой фазы. Повышение температуры среды ускоряет процесс испарения; повышение давления, наоборот, несколько замедляет его. Уменьшение размера капли и увеличение относительной скорости движения капли приводит к ускорению испарения.

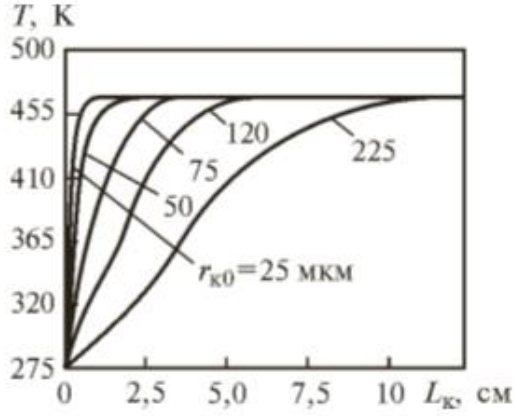


Рис. 3.5. Изменение температуры капель гептана различного размера по длине камеры сгорания

Для иллюстрации влияния на процесс испарения размера, относительной скорости и свойств жидкости рассмотрим графики, представленные на рис. 3.5–3.7. На рис. 3.5 приведены графики изменения по длине

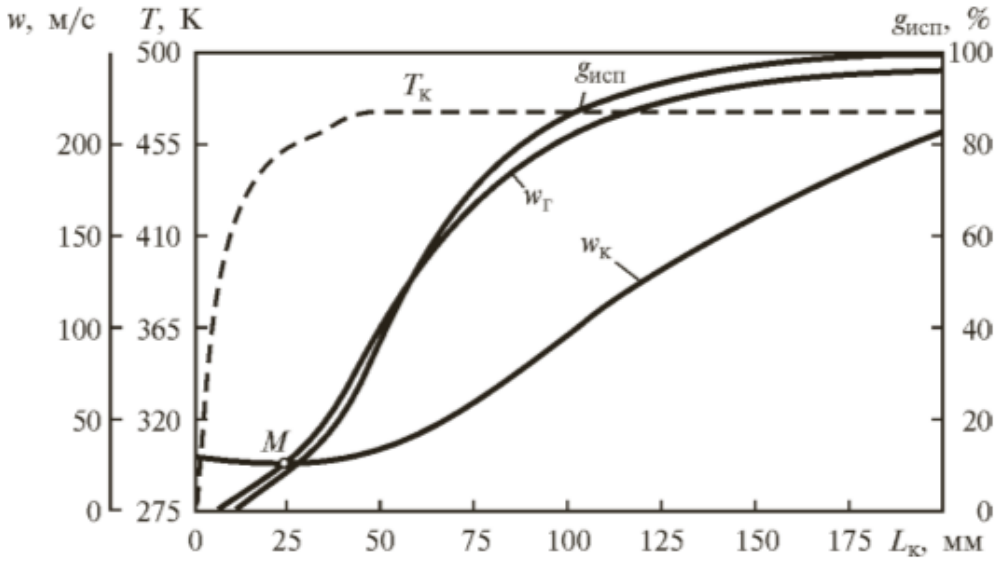


Рис. 3.6. Изменение параметров испаряющейся капли гептана и скорости движения газа по длине камеры

камеры сгорания температуры капель гептана различного начального размера $r_{к0}$. Мы видим, что с увеличением размера капель длина участка прогрева капли до температуры кипения возрастает. Таким образом, для уменьшения зоны испарения желательно, чтобы распыл был более мелким.

На рис. 3.6 показано изменение скорости движения капли $w_к$ и газа $w_г$ по длине камеры сгорания. Скорость капли $w_к$ вначале уменьшается, так как происходит торможение капли в среде газа, имеющего меньшую скорость $w_г$. По мере испарения капли скорость $w_г$ увеличивается и при $L_к > 25$ мм превышает скорость движения капли. Теперь уже поток газа увлекает за собой каплю, что приводит к увеличению ее скорости. При этом относительная скорость капли $w_г - w_к$ вначале возрастает, однако по мере испарения капли в связи с уменьшением размера капли и уменьшением вследствие этого влияния сил инерции на скорость $w_к$ относительная скорость $w_г - w_к$ снова уменьшается. Количество испарившейся жидкости $g_{исп}$ сначала медленно возрастает, но в области высоких относительных скоростей $w_г - w_к$ происходит сильный рост $g_{исп}$.

Влияние физических свойств вещества капли на изменение температуры $T_к$ показано на рис. 3.7, *а*, на скорость испарения — на рис. 3.7, *б*. Мы видим, что температура капель низкокипящих компонентов O_2 и F_2 достигает температуры кипения значительно быстрее, чем температура капель других компонентов. Соответственно, для испарения низкокипящих компонентов необходим меньший участок длины камеры сгорания. Сопоставляя графики *1* и *3* на рис. 3.7, *б*, заметим также, что скорость испарения зависит не только от температуры кипения, но и от теплоты фазового превращения жидкости в пар. При заданном давлении $p_к = 2$ МПа температура кипения гептана (кривая *1*) выше, чем температура кипения аммиака (кривая *3*). Однако теплота испарения гептана 217 кДж/кг значительно ниже теплоты испарения аммиака 1125 кДж/кг, вследствие чего полное испарение гептана происходит быстрее несмотря на более высокую температуру кипения.

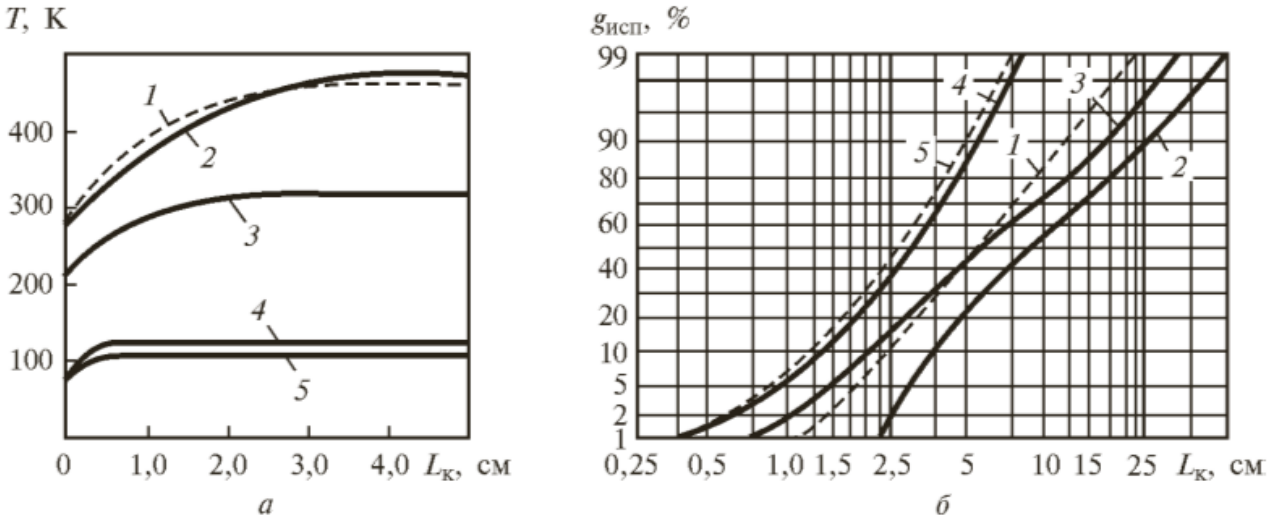


Рис. 3.7. Изменение $T_к$ (*а*) и $g_{исп}$ (*б*) капель различных компонентов:
1 — гептан C_7H_{16}; *2* — гидразин N_2H_4; *3* — аммиак NH_3; *4* — кислород O_2; *5* — фтор F_2

Мы рассмотрели влияние различных факторов на испарение отдельной капли. В процессе испарения в камере сгорания ЖРД, как указывалось, имеет место одновременное испарение многокомпонентной смеси капель разных размеров. При этом процесс испарения существенно осложняется по сравнению с процессом испарения единичных капель. Неравномерность распыления приводит в начале испарения к образованию большого количества паров за счет быстрого испарения мелких капель. Однако дальнейшее испарение оставшихся более крупных капель замедляется, и, в целом, полное время испарения смеси капель различного размера больше, чем время испарения совокупности капель среднего размера. Чем больше неравномерность распыления, тем больше полное время испарения смеси капель.

При испарении капель многокомпонентных жидкостей, например растворов, что часто имеет место в ЖРД, по мере испарения в капле повышается концентрация более высококипящего компонента, что опять-таки может привести к замедлению процесса испарения.

Кроме неравномерности распыления и наличия многокомпонентных капель жидкости, на скорость протекания процесса испарения топлива при применении самовоспламеняющихся топлив влияет также наличие реакций в жидкой фазе, возникающих в зоне испарения. Выделяющееся при этом тепло может значительно ускорить процесс испарения.

Смешение и горение

В результате распыления и испарения образуются пары горючего и окислителя, из которых и получается горючая смесь. Смешение горючего и окислителя происходит как в жидкой, так и в паровой фазе. Наиболее желательный, но и очень трудно реализуемый в ЖРД способ смешения — образование однокомпонентного топлива или эмульсии путем полного предварительного смешения компонентов в жидкой фазе еще до поступления их в камеру сгорания. Для ЖРД характерным является смешение компонентов в самой камере

сгорания. Интенсивность смешения компонентов определяется турбулентной диффузией и конвективным переносом.

Процесс смешения топливных компонентов в камере ЖРД начинается непосредственно с момента поступления их в камеру сгорания и заканчивается только по мере сгорания топлива. В зонах распыления и испарения происходит смешение части компонентов как в жидкой, так и в газовой фазе. За счет протекания химических реакций непосредственно в жидкой фазе (при самовоспламеняющихся компонентах), а также за счет интенсивного подвода тепла от фронта пламени (что также приводит к возникновению первых очагов горения еще в зоне испарения) процесс смешения в этих зонах значительно интенсифицируется. Однако вследствие неравномерности распыления и различной скорости испарения компонентов процесс смешения не заканчивается в этих зонах, а продолжается и дальше — в зоне смешения и горения. Следовательно, часть топлива поступает в эту зону после испарения и смешения в виде полностью подготовленной к сгоранию рабочей смеси, в которой уже частично начались химические реакции. При горении этой части топлива и начинается образование фронта пламени.

Остальное топливо (большая часть) поступает в зону смешения и горения, в основном, в испаренном, но еще недостаточно перемешанном для сгорания виде (возможно даже поступление отдельных жидких капель компонентов). При этом происходит дальнейшее смешение этой части топлива. За счет большой разности температур пламени и поступающих компонентов интенсивность смешения в этой зоне очень велика. Одновременно в зоне смешения и горения происходит сгорание уже перемешанного топлива. Вследствие такого «параллельного» протекания процессов смешения и горения фронт пламени в камере сгорания ЖРД не является какой-то четко очерченной поверхностью, отделяющей подготовленную горючую смесь от продуктов сгорания. Ширина фронта пламени определяется тонкостью и однородностью распыления, различной способностью к испарению компонентов топлива и интенсивностью турбулентной диффузии, определяющей, в свою очередь, скорость протекания процессов смешения, а также скоростью химических реакций.

Процесс горения распыленного топлива может быть схематически подразделен на два: смешение компонентов и протекание химических реакций.

Скорость протекания реакции определяется температурой и энергией активации. При низких температурах скорость химической реакции относительно невелика и меньше скорости смешения компонентов. Скорость протекания процесса горения, в целом, при этом определяется скоростью химических реакций. Такой режим, при котором скорость процесса лимитируется скоростью химической реакции, называется *кинетическим*, или *процессом воспламенения*. Одной из важных характеристик этого процесса является *период индукции воспламенения* $\tau_и$, который может быть определен как время от начала взаимодействия окислителя и горючего до момента появления видимого пламени.

В камере сгорания ЖРД кинетический режим может иметь место только в самом начале зоны смешения и горения, где температура еще сравнительно невелика. Ограничим эту область зоны смешения и горения сечением $n — n$

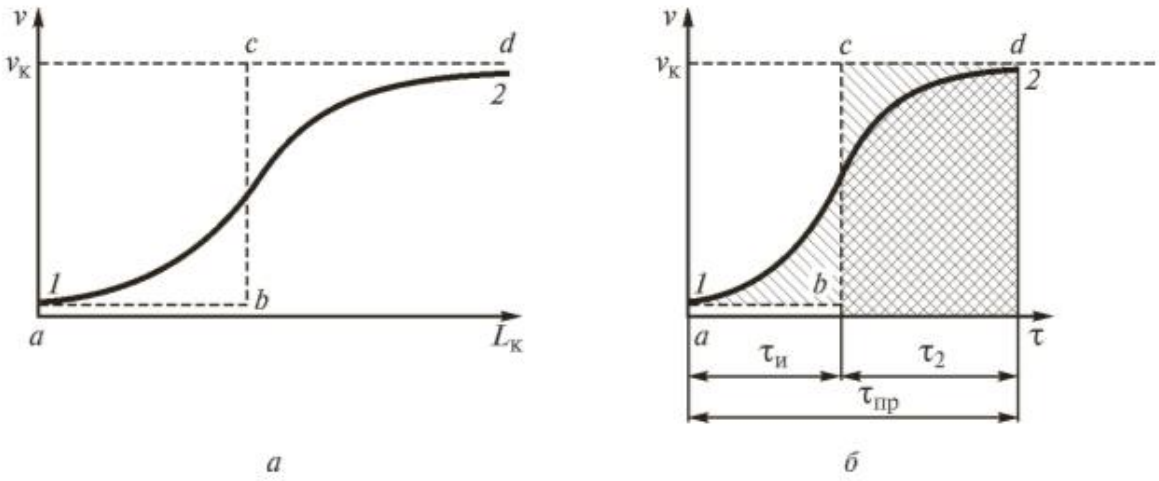
(см. рис. 3.2) и назовем ее *областью воспламенения*. За сечением *n—n* температура резко увеличивается и стадия воспламенения компонентов топлива переходит в стадию горения. Поскольку химические реакции протекают практически мгновенно, то скорость процесса горения определяется скоростью диффузии окислителя к капле горючего. Такой режим, при котором скорость процесса горения лимитируется скоростью процесса смешения, называется *диффузионным горением*. Поэтому область, находящаяся за сечением *n—n*, будем называть областью диффузионного горения. В камере сгорания ЖРД область воспламенения очень невелика и решающим является диффузионное горение. Поэтому часто предполагается, что в камере ЖРД имеет место диффузионное горение.

На рис. 3.2 график изменения количества сгоревшего топлива (зависимость *5*) по длине камеры сгорания не пересекает значение $\dot{m}_i/\dot{m}=1$. Очевидно, что величина $\dot{m}_i/\dot{m}$ определяет степень физической полноты сгорания. Соответственно, разность $1-\dot{m}_i/\dot{m}$ характеризует неполноту сгорания. Для ЖРД коэффициент полноты сгорания $\varphi_{сг}$ находится в диапазоне 0,95…0,99.

Кривая преобразования и время пребывания топлива

Степень полноты преобразования топлива в продукты сгорания принято оценивать изменением коэффициента полноты сгорания по длине камеры сгорания или по времени, прошедшему с момента поступления компонентов в камеру. Кривая, характеризующая изменение коэффициента полноты сгорания по длине камеры или по времени, называется *кривой преобразования* (*кривой выгорания*) топлива. Иногда кривую преобразования строят в виде графика изменения температуры или удельного объема смеси компонентов (топлива или продуктов сгорания) по длине камеры или по времени.

Пример кривой преобразования показан на рис. 3.8, *а*, где приведена типичная качественная зависимость изменения удельного объема продуктов сгорания по длине камеры сгорания. Удельный объем $v_к$ соответствует расчетному удельному объему при полном сгорании. Кривая преобразования не пересекает



а *б*

Рис. 3.8. Кривые преобразования топлива:
а — по длине камеры; *б* — по времени

значение $v_к$, что является следствием неполноты сгорания. В пределах допустимой неполноты сгорания точка *2* соответствует завершению процесса преобразования. На рис. 3.8, *б* приведена кривая преобразования, показывающая изменение удельного объема по времени. Время $\tau_{пр}$, прошедшее с момента поступления топлива в камеру сгорания до завершения процесса преобразования, называется *временем преобразования*.

Очевидно, что объем камеры сгорания должен быть таким, чтобы время пребывания поступивших компонентов было равно времени преобразования. При меньшем объеме ухудшится полнота сгорания, увеличение же объема нецелесообразно, так как это приведет к увеличению габаритов и массы камеры сгорания без существенного улучшения полноты сгорания.

Время пребывания в камере топлива и продуктов сгорания находим по формуле

$$\tau_к = \frac{V_к}{\dot{m} v_{ср}}, \tag{3.1}$$

где $V_к$ — объем камеры сгорания; $\dot{m}$ — расход топлива; $v_{ср}$ — средний удельный объем топлива и продуктов сгорания.

Если время преобразования равно времени пребывания, средний удельный объем можно определить как среднее за время пребывания, т. е.

$$v_{ср} = \frac{\int v d\tau}{\tau_к}. \tag{3.2}$$

Поскольку величину $v_{ср}$ определить сразу трудно, то для оценки времени пребывания обычно используют некоторое *условное время пребывания*, отнесенное к удельному объему продуктов полного сгорания $v_к$ (при данном соотношении компонентов):

$$\tau_{усл} = \frac{V_к}{\dot{m} v_к}. \tag{3.3}$$

Для упрощения анализа часто кривую преобразования условно заменяют ломаной *abcd* (рис. 3.8, *б*), т. е. принимают, что процесс преобразования происходит мгновенно в момент $\tau_и$. Местоположение вертикальной линии мгновенного преобразования *bc* определяется из условия равенства площади под кривой преобразования *1–2* и площади под участком *cd*. При этом время преобразования разбивается на два слагаемых:

$$\tau_{пр} = \tau_и + \tau_2, \tag{3.4}$$

где $\tau_и$ — период индукции воспламенения. Время τ_2 согласно условию построения ломаной *abcd* определяется из уравнения

$$\int_0^{\tau_{пр}} v d\tau = v_к \tau_2, \tag{3.5}$$

откуда по формуле (3.2), полагая $\tau_к = \tau_{пр}$, имеем

$$\tau_2 = \frac{v_{ср}}{v_к}\tau_{пр}. \qquad (3.6)$$

Сопоставляя выражения (3.6), (3.1) и (3.3), получим $\tau_2 = \tau_{усл}$. Подставляя $\tau_2 = \tau_{усл}$ в выражение (3.4), получим

$$\tau_к = \tau_и + \tau_{усл}, \qquad (3.7)$$

т. е. время пребывания в камере сгорания можно представить как сумму времени индукции воспламенения и условного времени пребывания.

Период индукции воспламенения $\tau_и$ зависит от рода топлива, конструктивных параметров смесительных устройств и от параметров работы камеры сгорания.

При работе камеры ЖРД на установившемся режиме величина $\tau_и$ определяется в первую очередь температурой в камере сгорания, а также условиями распыления и теплоподвода к впрыскиваемому топливу.

Условное время пребывания $\tau_{усл}$ в 1,5–2 раза меньше действительного. Для камер ЖРД величина $\tau_{усл}$ находится в пределах 0,0015…0,005 с. *Условное время пребывания* (или просто *время пребывания*) является важным параметром камеры сгорания и используется для определения ее объема (см. § 5.2).

Процесс преобразования компонентов топлива в камере сгорания ЖРД характеризуется интенсивным тепловыделением. Теплонапряженность объема камеры сгорания ЖРД в 100 раз выше теплонапряженности топки парового котла и в 10 раз выше теплонапряженности камеры воздушно-реактивных двигателей (ВРД). Поэтому в камере сгорания ЖРД имеет место интенсивный теплоподвод к поступающему топливу, что приводит к значительному сокращению времени испарения и всего времени смесеобразования и обеспечивает быстрое испарение даже сравнительно крупных капель топлива. В связи с этим тонкость распыления в ЖРД имеет меньшее влияние на полноту преоразования, чем в обычных тепловых машинах. Это позволяет производить распыление топлива при сравнительно небольших перепадах давления на форсунках: 0,3…1,5 МПа против 5…10 МПа в ВРД и 20…100 МПа в дизелях. Уменьшение перепада давления на форсунках до 0,3…1,5 МПа позволяет уменьшить потребную мощность, а следовательно, и массу системы подачи.

3.2. Струйные форсунки

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется с помощью форсунок. Основное требование к форсункам — обеспечить по возможности более тонкий и однородный распыл топлива при достаточно малом перепаде давления на форсунке.

Обычно в ЖРД выделяют два основных вида форсунок: *струйные* и *центробежные*. Имеются также случаи применения щелевых форсунок, которые можно рассматривать как разновидность струйных форсунок, имеющих

не круглую, а щелевидную форму выходного отверстия. Возможны применения форсунок, сочетающих в себе оба вида форсунок.

Струйная форсунка представляет собой отверстие в головке камеры двигателя, сообщающее полость горючего или окислителя с внутренним объемом камеры сгорания. Схематически различные виды струйных форсунок показаны на рис. 3.9.

Основными достоинствами струйных форсунок являются, во-первых, простота выполнения и, во-вторых, большая пропускная способность головки со струйными форсунками.

Пропускной способностью головки будем называть количество топлива, подаваемое через единицу поверхности днища головки при заданном перепаде давления.

Струйная форсунка меньше центробежной. Это позволяет разместить на единице поверхности головки большее число струйных форсунок. Кроме того, коэффициент расхода струйных форсунок в 2,5–3 раза больше коэффициента расхода центробежных форсунок. В результате при одном и том же перепаде давления струйные форсунки позволяют обеспечить больший расход компонентов топлива, проходящего через единицу поверхности днища головки, т. е. имеют большую пропускную способность. Однако крупным недостатком струйных форсунок является их относительно большая дальнобойность и малый угол распыления (10…20°); дисперсность распыления струйных форсунок меньше, чем центробежных. К тому же наличие каналов для подвода компонента к струйным форсункам приводит к тому, что головка часто получается относительно тяжелой (рис. 3.9, *б*, *в*, *г*).

Больший угол распыления и лучшее дробление капель можно обеспечить, если форсунки расположить так, чтобы их струи пересекались (*форсунки с пересекающимися струями*). При этом в результате соударения компонентов происходит дробление капель и угол распыления увеличивается до 60…100°, но пропускная способность таких форсунок несколько уменьшается. Блок форсунок с пересекающимися струями может состоять из двух, трех и даже четырех

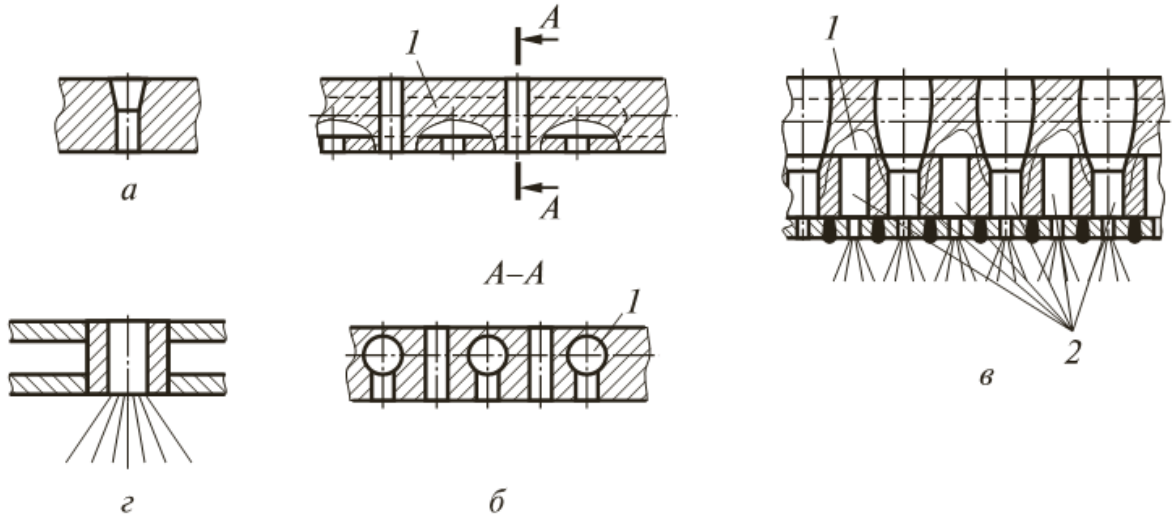


Рис. 3.9. Струйные форсунки:
1 — каналы для подвода компонентов; *2* — концентрические кольцевые каналы

струйных форсунок. Далее на рис. 3.24, 3.26 и 3.27 показаны схемы и фотографии различных головок со струйными форсунками.

Расчет струйных форсунок

Струйные форсунки рассчитываются следующим образом. Как известно, теоретическая скорость истечения несжимаемой жидкости из отверстия вычисляется по формуле

$$w = \sqrt{\frac{2\Delta p_{ф}}{\rho_{ж}}}, \tag{3.8}$$

где $\Delta p_{ф} = (p_{ф} - p_{к})$ — перепад давления; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости.

Расход жидкости, проходящей через форсунку, определяется по уравнению расхода

$$\dot{m}_{ф} = \mu_{ф} w F_{с} \rho_{ж}, \tag{3.9}$$

где $F_{с}$ — площадь поперечного сечения отверстия форсунки (рис. 3.10); $\mu_{ф}$ — коэффициент расхода, учитывающий сужение струи и уменьшение действительной скорости течения по сравнению с теоретической.

Подставляя в уравнение (3.9) значение w из равенства (3.8), получим

$$\dot{m}_{ф} = \mu_{ф} F_{с} \sqrt{2\Delta p_{ф} \rho_{ж}}, \tag{3.10}$$

откуда

$$F_{с} = \frac{\dot{m}_{ф}}{\mu_{ф} \sqrt{2\Delta p_{ф} \rho_{ж}}}. \tag{3.11}$$

Расход компонента через одну форсунку $\dot{m}_{ф}$ можно определить, зная полный расход компонента $\dot{m}_{\Sigma}$ и число форсунок $n_{ф}$. Если предположить, что расход компонента через все форсунки одинаков, то

$$\dot{m}_{ф} = \frac{\dot{m}_{\Sigma}}{n_{ф}}. \tag{3.12}$$

Однако на практике редко бывает так, чтобы все форсунки имели одинаковый расход. Обычно имеется несколько групп форсунок одного компонента с разным расходом, а иногда и разной конструкции.

Плотность компонента известна. Перепад давления на форсунке $\Delta p_{ф}$ обычно выбирают в пределах 0,3…1,5 МПа; создавать большой перепад давления невыгодно, так как для этого требуется соответственно и большее давление подачи. Уменьшение $\Delta p_{ф}$ ниже 0,3 МПа нерационально, так как при этом сильно снижается интенсивность распыления и смесеобразования, а также возрастает возможность возникновения низкочастотных колебаний. Коэффициент расхода $\mu_{ф}$ выбирают в соответствии с размерами выходного отверстия струйной форсунки.

При $l_{с}/d_{с} = 0{,}5…1$ расход уменьшается за счет сужения струи. В этом случае (рис. 3.10, *а*) $\mu_{ф} = 0{,}60…0{,}65$. При $l_{с}/d_{с} = 2…3$ также происходит сужение струи, но давление в узком сечении *1—1* (рис. 3.10, *б*) вследствие разрежения

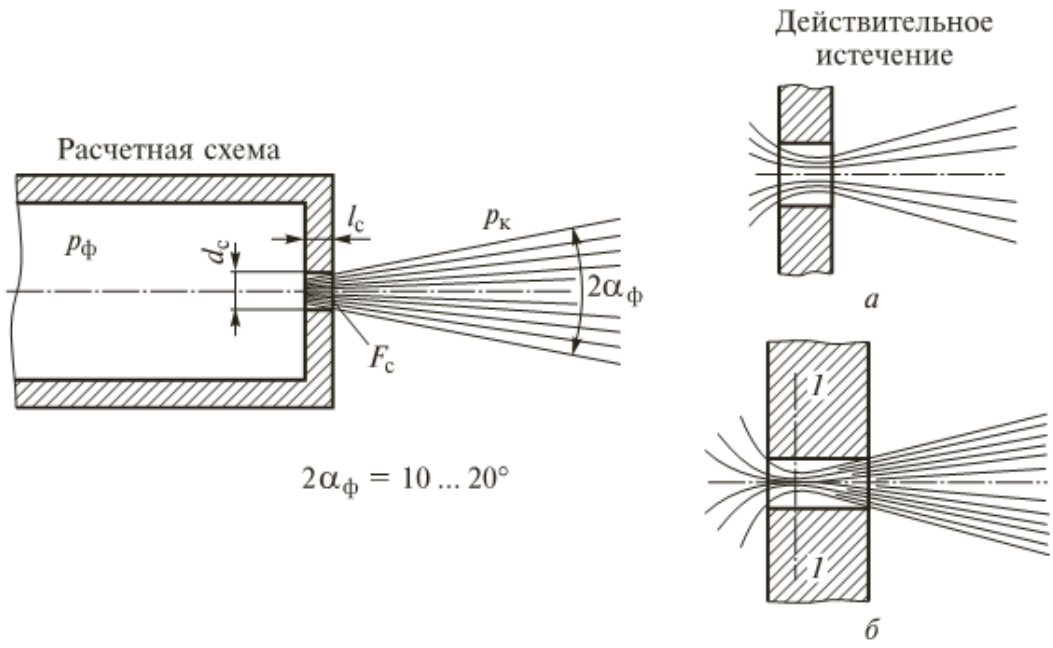


Рис. 3.10. Истечение компонента из струйной форсунки

меньше, чем в первом случае, поэтому скорость по узкому сечению больше. Таким образом, расход жидкости возрастает несмотря на сужение струи. Поэтому при $l_c/d_c = 2…3$ значение коэффициента расхода выше и составляет $\mu_ф = 0{,}75…0{,}85$. Применять форсунки с бóльшим отношением l_c/d_c нецелесообразно, так как при этом будут возрастать потери при трении. Кроме отношения l_c/d_c, на коэффициент расхода $\mu_ф$ влияет, хотя и в меньшей степени, еще ряд факторов:

а) геометрия форсунок; фаски или скругления входных кромок увеличивают значение $\mu_ф$;

б) перепад давления на форсунке $\Delta p_ф$; с ростом $\Delta p_ф$ может произойти отрыв потока от стенок сопла форсунки, что при данной геометрии приведет к уменьшению $\mu_ф$ (на рис. 3.11 приведен пример зависимости $\mu_ф$ от $\Delta p_ф$ при различной геометрии форсунки, откуда видно, что при очень маленькой фаске или отсутствии ее значение коэффициента расхода $\mu_ф$ в области $\Delta p_ф = 0{,}2…0{,}3$ МПа резко уменьшается вследствие отрыва потока от стенок в силу

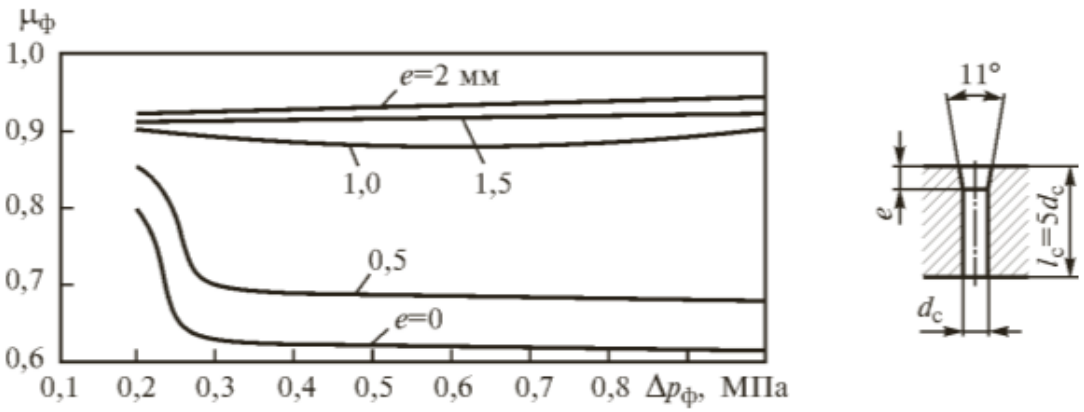


Рис. 3.11. Зависимость $\mu_ф$ от $\Delta p_ф$ и геометрии форсунки

плохих условий входа; увеличение глубины фаски e позволяет избежать отрыва в большем диапазоне $\Delta p_ф$);

в) температура компонента; с ростом температуры перепад $\Delta p_ф$, при котором может произойти отрыв потока от стенок, снижается;

г) давление в камере сгорания $p_к$ (противодавление); уменьшение противодавления до 0,5…0,6 МПа может привести к отрыву струи от стенок, а следовательно, и уменьшению значения $\mu_ф$;

д) качество поверхности отверстия; различные заусенцы на кромках и большая шероховатость стенок отверстия могут привести к значительному снижению $\mu_ф$.

Заранее точно учесть влияние всех этих факторов невозможно, поэтому при отработке конструкции всегда проводятся гидравлические проливки для уточнения параметров форсунок. Диаметр отверстий форсунок $d_с$ для жидкости обычно выполняется в пределах 0,8…2,5 мм.

При диаметре сверления, меньшем 0,8 мм, отверстия легко засоряются. При $d_с \geq 2{,}5$ мм распыление компонента ухудшается, так как струя компонента получается слишком мощной и плохо распадается на капли.

Струйные форсунки для генераторного газа

При работе двигательной установки с дожиганием (см. далее гл. VIII) часть топлива сгорает в газогенераторе. Образующиеся продукты сгорания используют для привода турбины ТНА и затем подают в камеру сгорания при высокой температуре (600…800 К). Для подачи этих газов в камеру целесообразно использовать струйные форсунки (см. рис. 3.9, *д*). Расчет этих форсунок можно проводить по уравнению расхода

$$\dot{m}_ф = \mu_ф w F_с \rho_{вых}, \tag{3.13}$$

здесь $\mu_ф$ = 0,70…0,85; $\rho_{вых}$ — плотность продуктов сгорания при давлении на выходе из сопла форсунки $p_{вых} = p_к$;

$$\rho_{вых} = \rho_{вх}\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}, \tag{3.14}$$

где $p_{вх}$ и $\rho_{вх}$ — давление и плотность газа перед форсункой.

Поскольку перепад давления на форсунке $(p_{вх} - p_{вых})$ по сравнению с давлением в камере $p_к$, равным нескольким десяткам атмосфер, невелик, истечение газа через форсунку будет докритическим, имеющим скорость

$$w = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} R T_{вх}\left(1 - \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}, \tag{3.15}$$

где R и $T_{вх}$ — соответственно газовая постоянная и температура газа перед форсункой.

Подставив выражения (3.14), (3.15) в равенство (3.13), получим расчетное выражение для определения $F_с$:

$$F_с = \frac{\dot{m}_ф}{\mu_ф \rho_{вх} \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{вх} \left(1-\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}}. \quad (3.16)$$

Форсунки с пересекающимися струями

Как было отмечено выше, применение форсунок с пересекающимися струями увеличивает угол распыления и улучшает дробление капель, что приводит к увеличению эффективности работы камеры. В США такие форсунки явились первыми, которые были успешно применены в ЖРД с азотнокислотным топливом. Различные варианты схем форсунок с пересекающимися струями представлены на рис. 3.12.

Можно выделить три основных вида форсунок с пересекающимися струями.

1. Форсунки, обеспечивающие попарное пересечение струй одного компонента (рис. 3.12, *а*).

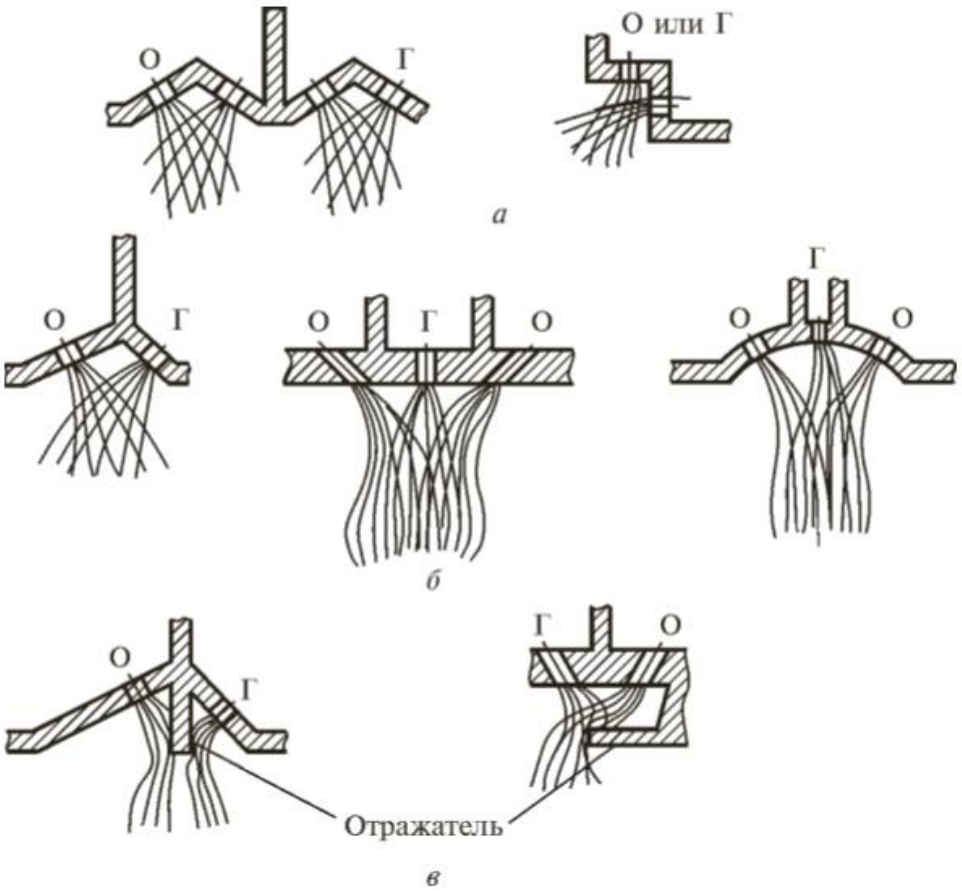


Рис. 3.12. Блоки форсунок с пересекающимися струями:
а — пересечение струй одного компонента; *б* — пересечение нескольких струй двух компонентов; *в* — форсунки со смесительным экраном;
О — окислитель; Г — горючее

2. Форсунки, обеспечивающие пересечение струй обоих компонентов (рис. 3.12, *б*). При этом в зависимости от соотношения расходов горючего и окислителя (K_m) на одну форсунку горючего может приходиться одна, две, три и даже четыре форсунки подачи окислителя. При пересечении двух и более струй окислителя с одной струей горючего для лучшего распыления рекомендуется, чтобы скорость истечения горючего на 50…60 % превышала скорость истечения окислителя.

3. Форсунки со смесительным экраном — отражателем (рис. 3.12, *в*). В этих форсунках лучшее дробление обеспечивается за счет соударения струи и стенки.

При пересечении двух струй угол наклона результирующей струи можно определить, используя следующее (рис. 3.13). Пусть $\alpha_о$, $\alpha_г$ и α_Σ — соответственно углы наклона струй окислителя, горючего и образовавшейся после соударения струи топлива; $\dot{m}_о$, $\dot{m}_г$ и $\dot{m}_\Sigma$ и $w_о$, $w_г$ и w_Σ — соответственно массовые расходы и скорости окислителя, горючего и топлива. Если принять, что количество движения струй до и после их соударения остается постоянным, то проекции на горизонтальную и вертикальную оси можно описать следующими уравнениями:

$$\dot{m}_г w_г \cos\alpha_г + \dot{m}_о w_о \cos\alpha_о = \dot{m}_\Sigma w_\Sigma \cos\alpha_\Sigma, \tag{3.17}$$

$$\dot{m}_о w_о \sin\alpha_о - \dot{m}_г w_г \sin\alpha_г = \dot{m}_\Sigma w_\Sigma \sin\alpha_\Sigma. \tag{3.18}$$

Разделив уравнение (3.18) на (3.17), получим уравнение для определения угла наклона результирующей струи топлива

$$\operatorname{tg}\alpha_\Sigma = \frac{\dot{m}_о w_о \sin\alpha_о - \dot{m}_г w_г \sin\alpha_г}{\dot{m}_г w_г \cos\alpha_г + \dot{m}_о w_о \cos\alpha_о}. \tag{3.19}$$

Поскольку часто пересечение струй обеспечивается соответствующим расположением поверхностей стенок, к которым оси отверстий перпендикулярны, то, очевидно, углы $\alpha_о$ и $\alpha_г$ определяют наклон стенок. В большинстве случаев желательно подобрать углы наклона стенок, расходы компонентов и скорости (т. е. $\Delta p_ф$) так, чтобы направление результирующей струи совпадало с осевым направлением, т. е. $\alpha_\Sigma = 0$. Тогда

$$\dot{m}_о w_о \sin\alpha_о = \dot{m}_г w_г \sin\alpha_г. \tag{3.20}$$

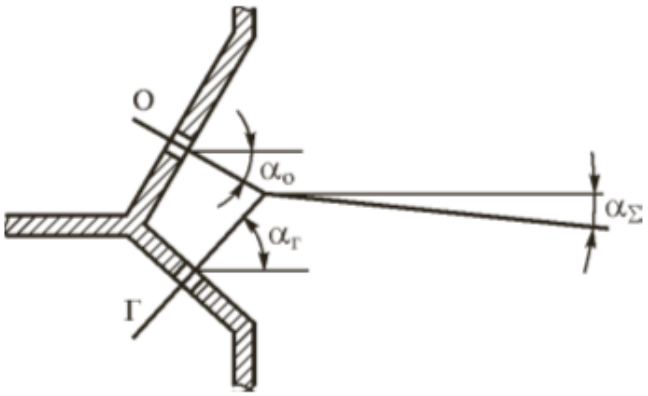


Рис. 3.13. К расчету углов наклона стенок (или отверстий) в блоках форсунок

Следует отметить, что изготовление с необходимой степенью точности большого числа форсунок с пересекающимися струями является не менее сложной задачей, чем изготовление и монтаж отдельных центробежных форсунок.

Пример расчета струйных форсунок

Определить размеры струйных форсунок и угол наклона форсунок окислителя $\alpha_о$ при $\alpha_г = 30°$, $\alpha_\Sigma = 0$,

$$\dot{m}_{ф.г} = 0,0435 \text{ кг/с}, \Delta p_{ф.г} = 0,6 \text{ МПа}, \rho_г = 800 \text{ кг/м}^3,$$

$$\dot{m}_{ф.о} = 0,073 \text{ кг/с}, \Delta p_{ф.о} = 0,7 \text{ МПа}, \rho_о = 1500 \text{ кг/м}^3.$$

Р е ш е н и е. Считая $l_с / d_с = 3$, принимаем для обеих форсунок коэффициент расхода $\mu_ф = 0,8$.

Определим размеры форсунок. По формуле (3.11) имеем

$$F_{с.г} = \frac{\dot{m}_{ф.г}}{\mu_ф \sqrt{2\Delta p_{ф.г}\rho_г}} = \frac{0,0435}{0,8\sqrt{2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 \cdot 800}} = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$F_{с.о} = \frac{0,073}{0,8\sqrt{2 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 1500}} = 1,99 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Считая коэффициент скорости равным коэффициенту расхода $\mu_ф$, определим действительные скорости истечения:

$$w_г = \mu_ф \sqrt{2\frac{\Delta p_{ф.г}}{\rho_г}} = 0,8\sqrt{2\frac{0,6 \cdot 10^6}{800}} = 31,0 \ \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$w_о = 0,8\sqrt{2\frac{0,7 \cdot 10^6}{1500}} = 24,4 \ \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Поскольку $\alpha_\Sigma = 0$, то $\alpha_о$ определим по уравнению (3.20):

$$\sin\alpha_о = \frac{\dot{m}_{ф.г} w_г}{\dot{m}_{ф.о} w_о} \sin\alpha_г = \frac{0,0435 \cdot 31}{0,073 \cdot 24,4} \sin 30° = 0,379,$$

откуда находим угол наклона форсунки окислителя $\alpha_о = 22,2°$.

3.3. Центробежные форсунки

Центробежной называется форсунка, в которой искусственно создается закрутка подаваемой через нее струи жидкости или газа. После выхода жидкости из сопла под действием центробежных сил образуется тонкая конусообразная пелена компонента, которая быстро распадается на капли (см. рис. 3.3, *б*). Поэтому эпюра расходонапряженности центробежной форсунки имеет два пика (см. рис. 3.3, *г*).

Центробежные форсунки имеют широкий и сравнительно короткий конус распыла. Распыл центробежных форсунок более тонкий, чем струйных.

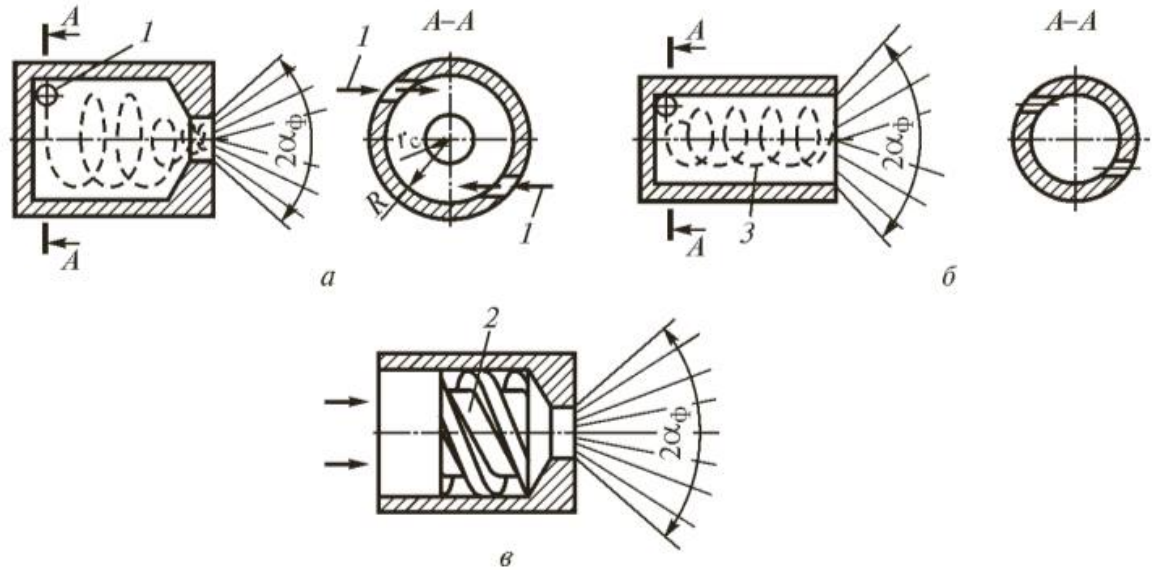


Рис. 3.14. Схемы центробежных форсунок:
а — тангенциальная закрытая; *б* — тангенциальная открытая; *в* — с завихрителем (шнековая); *1* — вход жидкости; *2* — завихритель (шнек); *3* — вихревая камера

Это приводит к уменьшению зон распыления и испарения. Однако недостатком центробежных форсунок является их бóльшая конструктивная сложность и меньшая пропускная способность по сравнению со струйными форсунками.

По способу получения закрутки потока компонента центробежные форсунки подразделяют на *тангенциальные* (рис. 3.14, *а*, *б* и 3.15, *а* — *в*) и *шнековые* (рис. 3.14, *в* и 3.15, *д*).

В центробежной тангенциальной форсунке компонент входит в полость форсунки через одно или несколько входных отверстий, оси которых перпендикулярны оси форсунки, но не пересекаются с ней. Иногда отверстия выполняют под острым углом к оси форсунки. В результате жидкость получает закрутку относительно оси форсунки.

Различают *открытые* и *закрытые* тангенциальные центробежные форсунки. Закрытые тангенциальные форсунки (см. рис. 3.14, *а*) имеют радиус сопла $r_с$ меньше радиуса вихревой камеры $R_{к.ф}$. Открытые форсунки имеют радиус сопла, равный радиусу вихревой камеры (см. рис. 3.14, *в*). В форсунке со шнеком (см. рис. 3.14, *в*) закрутка создается с помощью специального шнека, который имеет винтовую нарезку на наружной поверхности. Двигаясь по винтовой нарезке, жидкость приобретает закрутку относительно оси форсунки. Рассмотрим работу центробежной форсунки.

Работа форсунки

В центробежной тангенциальной форсунке (рис. 3.16) жидкость поступает в полость форсунки через входное отверстие, имеющее радиус $r_{вх}$, со скоростью $w_{вх}$. Это отверстие расположено так, что ось его касательна к окружности радиусом $R_{вх}$ с центром, расположенным на оси сопла форсунки. При таком входе жидкость проходит через полость в сопло форсунки, вращаясь. Рассмотрим струйку жидкости, которая, двигаясь по форсунке, попала в сопло на расстоянии r от ее оси.

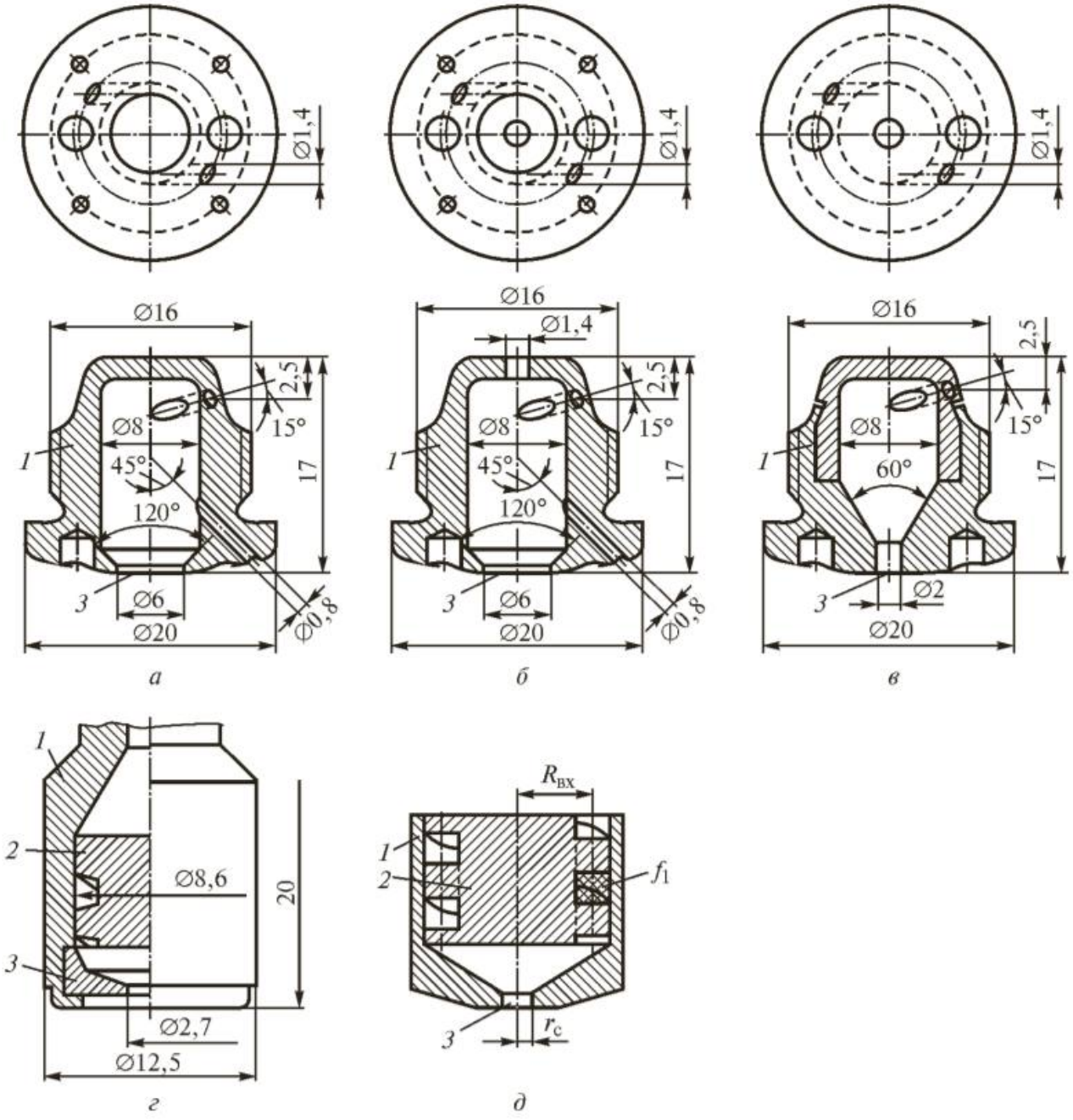


Рис. 3.15. Центробежные форсунки:
а, *б*, *в* — тангенциальные; *г*, *д* — шнековые; *1* — корпус; *2* — шнек; *3* — сопло

Если пренебречь действием сил трения, то момент количества движения любой жидкой частицы относительно оси форсунки должен быть постоянным на всем пути от входа в форсунку до выхода из ее сопла, т. е.

$$w_{вх} R_{вх} = w_u r, \tag{3.21}$$

где w_u — окружная скорость движения частицы жидкости в сопле на расстоянии r от оси сопла.

Поскольку можно считать, что в среднем для всех струек (с небольшой ошибкой за счет изменения величины $r_{вх}$) момент количества движения

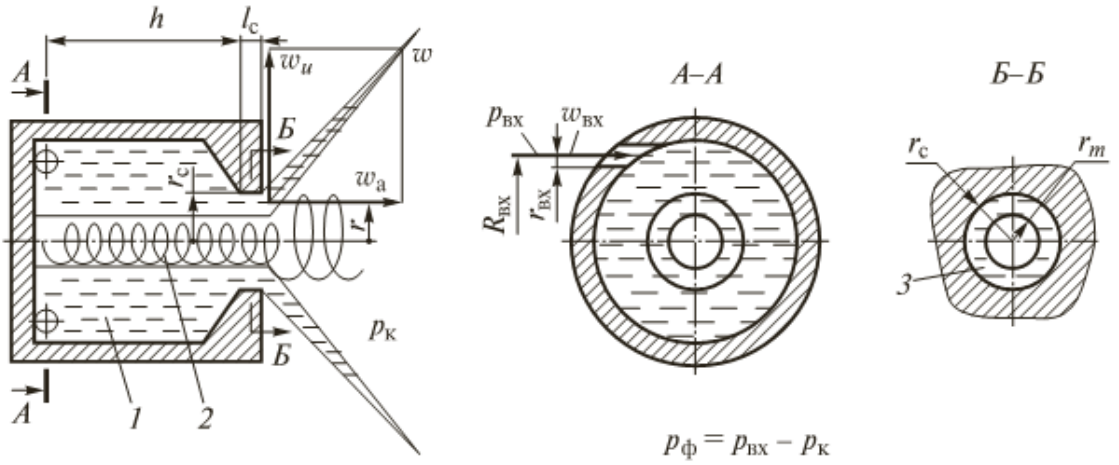


Рис. 3.16. Движение жидкости в центробежной форсунке:
1 — жидкость; *2* — газовый вихрь; *3* — живое сечение

жидкости, полученный ею во входном отверстии, один и тот же, то скорость $w_и$ зависит от радиуса r, равного расстоянию от оси, куда попадает эта струйка в сопле:

$$w_и = \frac{w_{вх} R_{вх}}{r}. \tag{3.22}$$

Пренебрегая ничтожной разностью уровней расположения входного и соплового отверстий, давление в струйке жидкости можно определить по уравнению Бернулли:

$$\frac{p_{вх}}{\rho_ж} + \frac{w_{вх}^2}{2} = \frac{p}{\rho_ж} + \frac{w_а^2}{2} + \frac{w_и^2}{2}, \tag{3.23}$$

где $p_{вх}$ — давление жидкости во входном отверстии; $w_{вх}$ — скорость входа жидкости в форсунку; $w_и$ — тангенциальная составляющая скорости жидкости на выходе из форсунки; $w_а$ — осевая составляющая скорости жидкости на выходе из форсунки.

Обозначив полный перепад давления на форсунке через $\Delta p_ф$ и выражая его через напор H, получим

$$\frac{\Delta p_ф}{\rho_ж} = H = \frac{p_{вх}}{\rho_ж} + \frac{w_{вх}^2}{2} = \text{const}. \tag{3.24}$$

Тогда из уравнения (3.23) имеем

$$\frac{p}{\rho_ж} = H - \left(\frac{w_а^2}{2} + \frac{w_и^2}{2} \right). \tag{3.25}$$

Из уравнений (3.22) и (3.25) видно, что при $r \to 0$ скорость $w_и \to \infty$, т. е. давление жидкости на оси форсунки будет иметь бесконечно большое отрицательное значение. Это невозможно, так как жидкость вообще не выдерживает отрицательных напряжений, т. е. «не работает на растяжение».

В действительности в форсунке происходит следующее. По мере приближения жидкости к оси форсунки скорость $w_и$ будет увеличиваться, а давление p

падать, но только до тех пор, пока оно не станет равным давлению окружающей среды, в которую происходит истечение (при впрыске в камеру — давлению в камере сгорания). Дальнейшее уменьшение давления в центральной области течения невозможно. Поскольку одним своим основанием эта область выходит сквозь сопло в окружающую среду, центральная часть форсунки не будет заполнена жидкостью. В ней будет находиться газовый вихрь с давлением, равным давлению окружающей среды (давлению в камере сгорания). Течение жидкости по соплу форсунки будет осуществляться не через все сечение, а только через кольцевое, внутренний радиус которого равен радиусу газового вихря r_m, а внешний радиус — радиусу сопла $r_с$.

Это сечение будем называть *живым сечением* сопла форсунки; его площадь вычисляется по формуле

$$F_ж = \pi\left(r_с^2 - r_m^2\right). \tag{3.26}$$

Объемный расход жидкости через сопло форсунки определяется следующим образом:

$$Q = F_ж w_а = w_а \pi\left(r_с^2 - r_m^2\right) = w_а \pi \varphi r_с^2, \tag{3.27}$$

где φ — *коэффициент живого сечения*.

Очевидно, что

$$\varphi = 1 - \frac{r_m^2}{r_с^2}. \tag{3.28}$$

Определим изменения составляющих скорости $w_а$ и w_u по поперечному сечению струи. Рассмотрим сечение струи на срезе сопла форсунки (рис. 3.17).

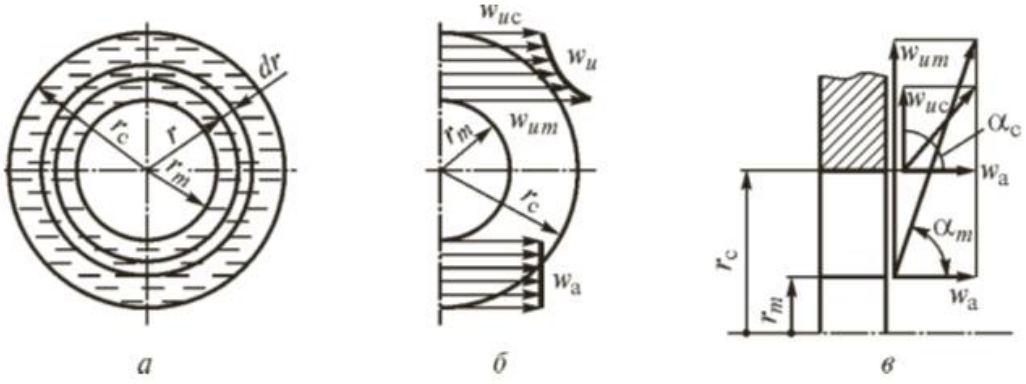


Рис. 3.17. К определению сил, действующих на кольцевой элемент:
а — живое сечение; *б*, *в* — изменение $w_а$, w_u и 2α по живому сечению

Выделим в живом сечении на расстоянии r от оси кольцевой элемент dr. Согласно принципу Д′Аламбера разность давлений на поверхность кольцевого элемента dp уравновешивается центробежной силой. Для единичного элемента уравнение равновесия будет иметь вид

$$dp = \frac{w_u^2}{r} dm, \tag{3.29}$$

где dm — масса единичного кольцевого элемента, приходящаяся на единицу площади $\pi r dr$,

$$dm = \rho_ж dr. \tag{3.30}$$

Согласно уравнению (3.21) можно записать

$$w_u r = w_{ut} r_m, \tag{3.31}$$

где w_{ut} — тангенциальная скорость движения жидкости при $r = r_m$. Отсюда

$$r = \frac{w_{ut} r_m}{w_u}, \qquad dr = -\frac{w_{ut} r_m}{w_u^2} dw_u. \tag{3.32}$$

После подстановки выражений (3.30) и (3.32) в уравнение (3.29) получим

$$dp = -\rho_ж w_u dw_u, \tag{3.33}$$

а после интегрирования имеем

$$\frac{p}{\rho_ж} = -\frac{w_u^2}{2} + C. \tag{3.34}$$

Найдем постоянную C. При $w_u = w_{ut}$ будет $p = p_m$, где p_m — давление, избыточное над давлением в вихре $p_к$. Очевидно, на границе вихря и жидкости $p_m = 0$, откуда

$$C = \frac{w_{ut}^2}{2}.$$

Тогда уравнение (3.34) будет иметь вид

$$\frac{p}{\rho_ж} = \frac{w_{ut}^2}{2} - \frac{w_u^2}{2}. \tag{3.35}$$

Сопоставив выражения (3.35) и (3.25), получим

$$\frac{w_а^2}{2} = H - \frac{w_{ut}^2}{2}, \tag{3.36}$$

т. е. осевая составляющая скорости жидкости $w_а$ в живом сечении сопла форсунки не зависит от r и постоянна по всему сечению, т. е.

$$w_а = \text{const}. \tag{3.37}$$

Определим изменение w_u по сечению. Из условия постоянства расхода для входного отверстия и для сечения на срезе сопла форсунки можно получить соотношение

$$\dot{m}_ф = w_а F_ж \rho_ж = w_а \varphi \pi r_с^2 \rho_ж = w_{вх} \pi r_{вх}^2 \rho_ж. \tag{3.38}$$

Подставив из уравнения (3.21) значение $w_{вх}$ в последнее равенство соотношения (3.38), получим

$$w_u = w_а \varphi \frac{R_{вх} r_с}{r_{вх}^2} \frac{r_с}{r}. \tag{3.39}$$

Эпюры изменения $w_а$ и w_u по живому сечению представлены на рис. 3.17, *б*.

Геометрическая характеристика форсунки

В выражение (3.39) входит комплекс $R_{вх} r_с / r_{вх}^2$, связывающий основные размеры форсунки. Этот комплекс обычно обозначают через A и называют *геометрической характеристикой центробежной форсунки*, т. е.

$$A = \frac{R_{вх} r_с}{r_{вх}^2}. \tag{3.40}$$

Как мы увидим далее, геометрическая характеристика является важнейшим параметром центробежной форсунки.

В данном анализе мы определили геометрическую характеристику A для тангенциальной форсунки с одним входом. Проведя аналогичные выкладки, легко найти выражения геометрической характеристики и для других типов центробежных форсунок.

Так, в общем случае для тангенциальной форсунки с несколькими входными отверстиями, наклоненными под углом к оси форсунки, имеем

$$A = \frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} r_{вх}^2} \sin\theta, \tag{3.41}$$

где $n_{вх}$ — число входных отверстий; θ — угол между направлениями осей входных отверстий и сопла форсунки.

Для открытой форсунки (см. рис. 3.14, *б*), так как $r_с \approx R_{вх}$, имеем

$$A \approx \frac{r_с^2}{n_{вх} r_{вх}^2} \sin\theta. \tag{3.42}$$

Для шнековой форсунки (см. рис. 3.15, *д*) имеем

$$A = \frac{R_{вх} r_с \pi}{i F_i} \sin\theta, \tag{3.43}$$

где $R_{вх}$ — средний радиус винтового канала шнека; θ — угол подъема винтовой линии; F_i — площадь проходного сечения одного канала; i — число заходов резьбы шнека (число каналов).

С помощью геометрической характеристики в общем случае выражение (3.39) для определения тангенциальной скорости $w_и$ можно представить следующим образом:

$$w_и = w_а \varphi A \frac{r_с}{r}. \tag{3.44}$$

При $r = r_т$ скорость $w_и = w_{ит}$, и, так как $r_с / r_т = 1/\sqrt{1-\varphi}$ (см. (3.28)), тангенциальная скорость на границе вихря вычисляется по формуле

$$w_{ит} = w_а \frac{\varphi}{\sqrt{1-\varphi}} A. \tag{3.45}$$

При $r = r_с$ имеем

$$w_{и\,с} = w_а \varphi A. \tag{3.46}$$

Коэффициент расхода форсунки

Используя полученные выше зависимости, определим расход $\dot{m}_ф$ компонента, проходящего через форсунку.

Поскольку $H = \Delta p_ф / \rho_ж$ (3.24), то из уравнений (3.36) и (3.45) получим

$$w_a \varphi = \frac{\sqrt{2\dfrac{\Delta p_ф}{\rho_ж}}}{\sqrt{\dfrac{1}{\varphi^2} + \dfrac{A^2}{1-\varphi}}}. \tag{3.47}$$

Тогда согласно уравнению (3.38) имеем

$$\dot{m}_ф = \frac{\pi r_c^2 \sqrt{2\Delta p_ф \rho_ж}}{\sqrt{\dfrac{1}{\varphi^2} + \dfrac{A^2}{1-\varphi}}}. \tag{3.48}$$

Если обозначить

$$\mu_ф = \frac{1}{\sqrt{\dfrac{1}{\varphi^2} + \dfrac{A^2}{1-\varphi}}} \tag{3.49}$$

и подставить $F_c = \pi r_c^2$, то получим идентичное уравнению (3.10) выражение для расхода компонента, проходящего через струйную форсунку:

$$\dot{m}_ф = \mu_ф F_c \sqrt{2\Delta p_ф \rho_ж}, \tag{3.50}$$

где $\mu_ф$ — коэффициент расхода компонента, проходящего через центробежную форсунку.

Из выражения (3.49) следует, что коэффициент расхода $\mu_ф$ зависит от коэффициента живого сечения φ, т. е. от площади живого сечения $F_ж$. Очевидно, что при $F_ж \to 0$ коэффициент расхода и расход компонента будут стремиться к нулю. Однако и значительное увеличение $F_ж$ также приведет к уменьшению $\mu_ф$ ввиду того, что при больших $F_ж$ (т. е. при очень малых радиусах вихря $r_т$) значительно уменьшается осевая скорость w_a, так как бóльшая часть напора будет затрачиваться на создание большой окружной скорости w_u. Следовательно, имеется какое-то оптимальное значение коэффициента φ, при котором значение $\mu_ф$ будет наибольшим. Согласно известному в гидравлике принципу максимального расхода при течении компонента через форсунку должно установиться такое живое сечение $F_ж$, при котором расход через форсунку будет наибольшим. Таким образом, для каждого данного значения A при изменении живого сечения, т. е. коэффициента φ, существует свое максимальное значение коэффициента расхода $\mu_ф$. Для его определения производную $d\mu_ф / d\varphi$ приравняем нулю:

$$\frac{d\mu_ф}{d\varphi} = -\frac{1}{2} \frac{-2\dfrac{1}{\varphi^3} + A^2 \dfrac{1}{(1-\varphi)^2}}{\left(\dfrac{1}{\varphi^2} + \dfrac{A^2}{1-\varphi}\right)^{3/2}} = 0, \tag{3.51}$$

откуда получим

$$\frac{A^2}{(1-\varphi)^2}-\frac{2}{\varphi^3}=0. \tag{3.52}$$

Следовательно, наибольший коэффициент расхода будет при условии

$$A=\frac{\sqrt{2}(1-\varphi)}{\varphi\sqrt{\varphi}}. \tag{3.53}$$

Зависимость φ от A при условии максимального расхода показана на рис. 3.18. Подставляя выражение (3.53) в уравнение (3.49), получим связь между $\mu_ф$ и φ:

$$\mu_ф=\varphi\sqrt{\frac{\varphi}{2-\varphi}}, \tag{3.54}$$

после чего можно построить зависимость $\mu_ф$ от геометрической характеристики A (рис. 3.18).

Таким образом, коэффициент расхода $\mu_ф$ определяется геометрической характеристикой центробежной форсунки A. Пределы изменения $\mu_ф$ легко найти

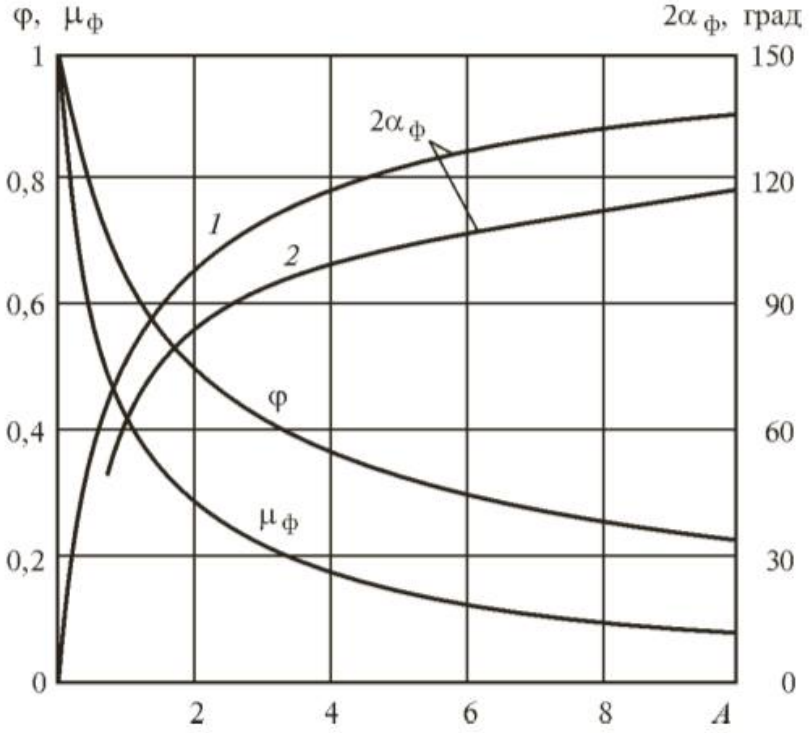


Рис. 3.18. Изменение $\mu_ф$, φ и $2\alpha_ф$ в зависимости от геометрической характеристики A: *1* — расчет по формуле (3.59); *2* — по методике, приведенной в [2]

из выражений (3.53) и (3.54): при $A \to 0$ будет $\varphi \to 0$ и $\mu_ф \to 0$; при всех остальных значениях A имеем $0 < \varphi < 1$, а величина $\mu_ф$ согласно соотношению (3.54) будет всегда меньше φ.

Зная $\mu_ф$, можно определить необходимую площадь сопла форсунки из уравнения (3.50):

$$F_c=\frac{\dot{m}_ф}{\mu_ф\sqrt{2\Delta p_ф \rho_ж}}. \tag{3.55}$$

Геометрическая характеристика A связана также с углом факела распыла $2\alpha_ф$.

Как видно из рис. 3.17, *в*, угол распыления $\alpha_ф$ непостоянен по живому сечению и для периферийных струек уменьшается соответственно уменьшению $w_и$. Поэтому будем определять средний угол факела распыла для среднего радиуса живого сечения следующим образом:

$$r_{ср} = \frac{r_с + r_m}{2}. \tag{3.56}$$

Очевидно, что

$$\operatorname{tg}\alpha_ф = \frac{w_{и\,ср}}{w_а}. \tag{3.57}$$

Поскольку $w_{и\,ср} = w_{и\,с} r_с / r_{ср}$ (3.21), то с учетом выражений (3.28), (3.46) и (3.56) получим

$$w_{и\,ср} = \frac{w_а 2\sqrt{2}(1-\varphi)}{\sqrt{\varphi}\left(1+\sqrt{1-\varphi}\right)}, \tag{3.58}$$

и после подстановки равенства (3.58) в формулу (3.57) имеем

$$\operatorname{tg}\alpha_ф = \frac{2\sqrt{2}(1-\varphi)}{\sqrt{\varphi}\left(1+\sqrt{1-\varphi}\right)}. \tag{3.59}$$

Подставляя в последнее выражение вместо φ значения A, связанные с φ уравнением (3.53), найдем зависимость среднего угла факела распыления $2\alpha_ф$ от геометрической характеристики A.

Следует отметить, что расчет по выражению (3.59) дает завышенные значения $\alpha_ф$, поскольку при его выводе не учитывалось увеличение радиального давления жидкости за счет действия центробежной силы. На рис. 3.18 приведены зависимости от геометрической характеристики форсунки коэффициентов расхода и живого сечения центробежной форсунки, а также удвоенного $\alpha_ф$, рассчитанные по методике [2], учитывающей воздействие на жидкость центробежной силы, приводящей к увеличению осевой составляющей скорости и уменьшению значений угла распыления жидкости.

Влияние вязкости на работу форсунки

Ранее приведен анализ работы центробежной форсунки при подаче идеальной жидкости. При подаче реальной жидкости, обладающей вязкостью, наличие сил трения приводит к изменению коэффициента расхода $\mu_ф$ и угла распыления $2\alpha_ф$. Трение приводит к уменьшению момента количества движения потока жидкости по длине форсунки. Вследствие этого закрутка потока, т. е. $w_и$, уменьшается, что приводит к уменьшению радиуса газового вихря r_m, а это, в свою очередь, означает увеличение живого сечения сопла форсунки, т. е. увеличение коэффициента расхода $\mu_ф$, и хотя из-за потерь напора за счет трения расход уменьшается, в целом влияние снижения интенсивности закрутки оказывается более сильным, чем влияние потерь напора из-за трения.

Поэтому коэффициент расхода $\mu_ф$ для реальной жидкости больше, чем для идеальной.

Угол распыления $2\alpha_ф$ при этом уменьшается, так как уменьшается тангенциальная составляющая скорости $w_и$. Таким образом, вязкость приводит к уменьшению угла распыла $2\alpha_ф$ и парадоксальному, на первый взгляд, результату — увеличению коэффициента расхода центробежной форсунки $\mu_ф$. Как видно из графика, приведенного на рис. 3.18, к такому же результату мы пришли бы при уменьшении значения геометрической характеристики A.

Поэтому центробежную форсунку, имеющую геометрическую характеристику A, при подаче реальной жидкости можно рассчитать с использованием так называемой *эквивалентной характеристики форсунки* $A_э$, меньшей, чем A:

$$A_э = K_ф A, \tag{3.60}$$

где $K_ф < 1$.

Из работы [11] известны следующие формулы:

$$K_ф = \frac{1}{1+\frac{\lambda}{2}\left(\frac{B^2}{n_{вх}}\sin\theta - A\right)}, \tag{3.61}$$

$$A_э = \frac{A}{1+\frac{\lambda}{2}\left(\frac{B^2}{n_{вх}}\sin\theta - A\right)}, \tag{3.62}$$

где $n_{вх}$ — число входных каналов; B — безразмерный геометрический параметр форсунки; $B^2 = R_{вх}^2 / r_{вх}^2$ — для тангенциальной форсунки; $B^2 = R_{вх}\pi / F_{вх}^2$ — для шнековой форсунки; λ — коэффициент трения, определяемый при условиях входа в форсунку по формуле

$$\lg\lambda = \frac{25{,}8}{\left(\lg \mathrm{Re}_{вх}\right)^{2{,}58}} - 2. \tag{3.63}$$

Здесь

$$\mathrm{Re}_{вх} = \frac{w_{вх} d_э}{\nu}, \tag{3.64}$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр входных каналов. Для форсунки с $n_{вх}$ входными каналами общей площадью $n_{вх}F_{вх}$ имеем

$$d_э = \sqrt{\frac{4F_{вх}}{\pi} n_{вх}} = d_{вх}\sqrt{n_{вх}}.$$

Скорость входа компонента находится по формуле

$$w_{вх} = \frac{\dot{m}_ф}{n_{вх}F_{вх}\rho_ж} = \frac{4\dot{m}_ф}{n_{вх}\pi d_{вх}^2 \rho_ж}.$$

Подставляя выражения для $d_э$ и $w_{вх}$ в уравнение (3.64) и учитывая, что $\nu = \eta/\rho_ж$, где η — динамическая вязкость, получим расчетную формулу для определения $\mathrm{Re}_{вх}$:

$$\mathrm{Re}_{вх} = \frac{4\dot{m}_ф}{\eta\pi d_{вх}\sqrt{n_{вх}}}. \tag{3.65}$$

Очевидно, для идеальной жидкости коэффициент трения λ равен нулю и по формуле (3.62) имеем

$$A_э = A.$$

Для расчета форсунки формулу (3.62) можно привести к более удобному виду (при $\sin\theta = 1$)

$$A_э = \frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} r_{вх}^2 + \dfrac{\lambda}{2} R_{вх}\left(R_{вх} - r_с\right)}. \tag{3.66}$$

Влияние конструктивных параметров форсунки

Рассмотрим влияние различных конструктивных параметров на работу центробежной форсунки.

Увеличение высоты (длины) форсунки h (см. рис. 3.16) повышает влияние сил вязкости, что наряду с увеличением $\mu_ф$ и уменьшением угла $2\alpha_ф$ приводит также к увеличению потерь напора в форсунке, т. е. к некоторому ухудшению распыла. Поэтому вполне достаточно при шнековой форсунке делать высоту шнека не более 1/4–1/3 шага витка, а при тангенциальной форсунке — равной $R_{вх}$, хотя на практике из чисто конструктивных соображений часто применяют значительно более высокие форсунки.

Отношение $R_{вх}/r_с$ обычно выбирается в пределах от 1 (для открытой форсунки) до 2,5.

Как показывают опытные данные, при значениях $R_{вх}/r_с < 2{,}5$ экспериментальные значения коэффициента расхода $\mu_{ф.эксп}$ меньше теоретических, полученных по графику, приведенному на рис. 3.18. На рис. 3.19 представлен график зависимости отношения $\mu_{ф.эксп}/\mu_ф$ от отношения $R_{вх}/r_с$ [11].

Изменение отношения $l_с/d_с$ (см. рис. 3.16) существенно не влияет на коэффициент расхода $\mu_ф$. Однако с ростом $l_с/d_с$ уменьшается угол распыла $2\alpha_ф$. Поэтому обычно $l_с/d_с = 0{,}25\ldots1$.

Толщина стенки форсунки выбирается из условия $l_{вх}/d_{вх} = 1{,}5\ldots3$. При значениях $l_{вх}/d_{вх} < 1{,}5$ нарушается тангенциальность входа (рис. 3.20), что приводит к уменьшению момента количества движения относительно оси форсунки. Увеличение $l_{вх}/d_{вх}$ также нецелесообразно,

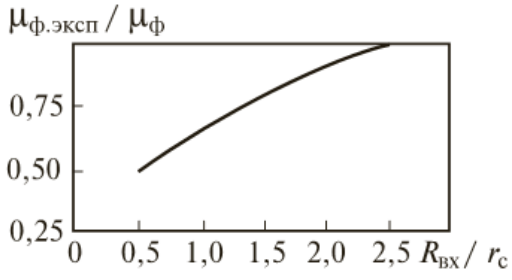


Рис. 3.19. Зависимость $\mu_{ф.эксп}/\mu_ф$ от $R_{вх}/r_с$

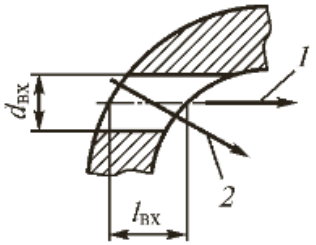


Рис. 3.20. Изменение направления входа жидкости при малых значениях $l_{вх}/d_{вх}$:
1 — направление при тангенциальном входе; *2* — действительное направление

так как приводит к излишним потерям напора вследствие трения во входных отверстиях.

Число входных каналов $n_{вх}$ (или заходов шнека) обычно берут равным 2–4. Увеличение числа входных каналов, очевидно, улучшает распределение расходонапряженности по окружности факела.

Влияние подогрева компонента

Поскольку камера сгорания ЖРД обычно охлаждается одним из компонентов (а иногда и двумя компонентами), охлаждающий компонент поступает к форсунке подогретым и притом часто до температуры, близкой к температуре кипения или даже равной ей. Поэтому вопрос о влиянии температуры подогрева компонента на работу центробежной форсунки имеет практическое значение. Если температура жидкости, поступающей в форсунку, такова, что давление насыщенных паров (упругость пара) p_s не превышает давления в газовом вихре (равного давлению в камере сгорания $p_к$), то в работе форсунки существенных изменений не будет. Следует только учитывать зависимость изменения плотности компонента от температуры. Однако если $p_s > p_к$, то в форсунке происходит кипение компонента и из сопла форсунки в камеру сгорания поступает не жидкость, а парожидкостная смесь. Естественно, это влияет на работу форсунки и, в первую очередь, на коэффициент расхода форсунки $\mu_ф$.

Достаточно подробный анализ работы форсунки при течении подогретой или кипящей жидкости приведен в работе [12], в которой влияние подогрева на коэффициент расхода предлагается учитывать введением *коэффициента расхода подогретой жидкости* $\mu_{фt}$:

$$\mu_{фt} = \mu_ф \sqrt{\frac{p_ф - p_s}{p_ф - p_к}}, \tag{3.67}$$

где $\mu_ф$ — коэффициент расхода при истечении холодной жидкости; $p_ф$ — давление перед форсункой.

Следует иметь в виду, что при p_s, близких к $p_ф$, формула (3.67) дает заниженные значения $\mu_{фt}$, а при $p_s = p_ф$ получается $\mu_{фt} = 0$, что не соответствует опытным данным. Поэтому при значениях p_s, близких к $p_ф$, следует принимать несколько завышенные значения $\mu_{фt}$ по сравнению с полученными по формуле (3.67). Для более точного аналитического определения $\mu_{фt}$ можно воспользоваться результатами работы [13], где получена уточненная, но значительно более сложная зависимость для определения $\mu_{фt}$. На рис. 3.21 приведено

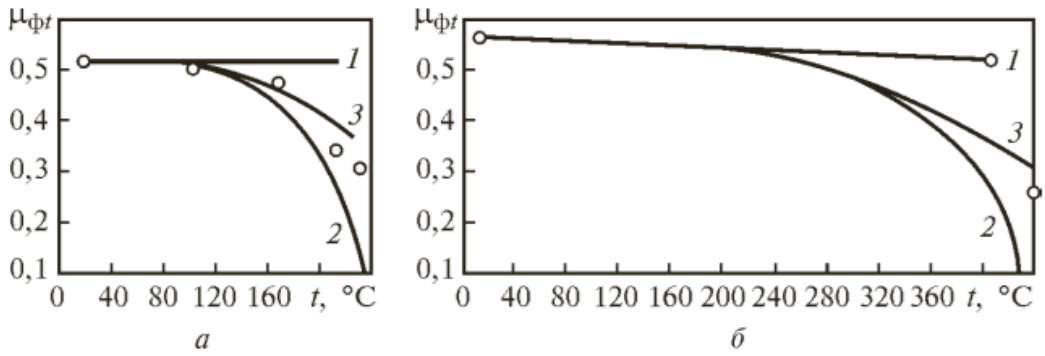


Рис. 3.21. Изменение коэффициента расхода $\mu_{фt}$ в зависимости от температуры жидкости:

а — вода, $\Delta p_ф = 3$ МПа; *б* — дизельное топливо, $\Delta p_ф = 2$ МПа;

1 — без учета испарения жидкости в вихре; *2* — по формуле (3.68); *3* — по формулам работы [13]

сопоставление значений $\mu_{фt}$, полученных соответственно из опыта, по формуле (3.67) и формулам работы [13].

Расчет центробежной форсунки

При расчете центробежной форсунки предполагаем известными расход компонента через форсунку $\dot{m}_ф$ и его физические свойства. Расчет центробежной форсунки можно провести следующим образом.

1. Задаемся углом распыления $2\alpha_ф$ и перепадом давления на форсунке $\Delta p_ф$. В зависимости от условий работы форсунки выбираем угол $2\alpha_ф$ и перепад $\Delta p_ф$ в пределах $2\alpha_ф = 30\ldots120°$, $\Delta p_ф = 0{,}3\ldots1{,}5$ МПа. Наиболее распространенные значения угла $2\alpha_ф$ лежат в пределах $90\ldots120°$, однако при некоторых специфических условиях могут потребоваться форсунки и с меньшими углами. Пределы перепада давления $\Delta p_ф$ определяются так же, как и для струйной форсунки.

2. Зная угол $2\alpha_ф$, по зависимостям (3.54), (3.55), (3.60) или по графику, приведенному на рис. 3.18, определяем геометрическую характеристику A, коэффициент φ и коэффициент расхода $\mu_ф$.

3. Определяем площадь сечения сопла форсунки и диаметр сопла. По формуле (3.55) имеем

$$F_с = \frac{\dot{m}_ф}{\mu_ф\sqrt{2\Delta p_ф \rho_ж}}, \text{ откуда } d_с = \sqrt{\frac{4}{\pi}F_с}.$$

4. Из конструктивных соображений, учитывая влияние различных параметров на работу форсунки, задаемся числом входных отверстий $n_{вх}$ и «плечом» закрутки $R_{вх}/r_с$. Зная $n_{вх}$ и $R_{вх}/r_с$, определяем

$$r_{вх} = \sqrt{\frac{R_{вх}r_с}{n_{вх}A}}.$$

5. Зная $r_{вх}$, по формулам (3.63) и (3.65) определяем коэффициент трения λ.

6. При известных теперь $r_с$, $R_{вх}$, $r_{вх}$ и λ по формуле (3.66) находим

$$A_э = \frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} r_{вх}^2 + \frac{\lambda}{2} R_{вх} \left(R_{вх} - r_с \right)}.$$

Если полученное значение $A_э$ отличается от геометрической характеристики A не более чем на 5 %, то на этом расчет заканчивается; значения $r_с$, $R_{вх}$ и $r_{вх}$ первого приближения принимают окончательными и определяют остальные размеры форсунки. Если расхождение значений A и $A_э$ большое, то расчет проводится повторно. Взяв за основу полученное значение $A_э$, по графикам, приведенным на рис. 3.18, определяем новое $\mu_ф$ (уже с учетом вязкости), а затем новые значения $r_с$, $R_{вх}$ и $r_{вх}$.

По новым значениям $r_с$, $R_{вх}$ и $r_{вх}$ находим эквивалентную геометрическую характеристику второго приближения $A_э^{II}$ и сравниваем ее с $A_э$ первого приближения. Если снова получилось большое расхождение, то выполняют третье приближение. Однако обычно уже при втором приближении $A_э^{II}$ достаточно близко к $A_э$ первого приближения.

7. По полученным при последнем приближении окончательным значениям $r_с$, $R_{вх}$ и $r_{вх}$ определяем остальные размеры форсунки (см. рис. 3.16):

$$l_{вх} = (1{,}5...3) d_{вх}, \quad l_с = (0{,}25...1) d_с, \quad h \geq R_{вх}.$$

Радиус камеры закрутки вычисляется по формуле $R_{к.ф} = R_{вх} + r_{вх}$. Если при расчете форсунки возникает необходимость учитывать подогрев компонента, подаваемого форсункой, то по формуле (3.67) корректируем коэффициент расхода, полученный в п. 2, и дальнейший расчет проводим при новом значении коэффициента расхода $\mu_{фt}$.

Пример расчета центробежной форсунки

Рассчитать с учетом вязкости тангенциальную центробежную форсунку для подачи азотной кислоты, имеющей температуру 288 K. Заданы расход кислоты через форсунку $\dot{m}_ф = 0{,}068$ кг/с, плотность $\rho_ж$ = 1510 кг/м^3 и динамическая вязкость $\eta = 0{,}981 \cdot 10^{-3}$ Па · с.

Р е ш е н и е. Пусть $2\alpha_ф = 100°$ и $\Delta p_ф = 0{,}8$ МПа. В соответствии с графиком, приведенным на рис. 3.18, по углу $2\alpha_ф$ определяем геометрическую характеристику A и коэффициент расхода $\mu_ф$:

$$A = 4{,}2, \quad \mu_ф = 0{,}16.$$

Определим размеры сопла форсунки:

$$F_с = \frac{\dot{m}_ф}{\mu_ф \sqrt{2 \Delta p_ф \rho_ж}} = \frac{0{,}068}{0{,}16 \sqrt{2 \cdot 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 1510}} = 8{,}65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$d_с = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_с} = \sqrt{\frac{4}{3{,}14} 8{,}65 \cdot 10^{-6}} = 3{,}32 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad r_с = 1{,}66 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Поскольку мы выполняем расчет с учетом вязкости, то корректировку размеров, полученных в первом приближении (округление до целых чисел), пока проводить не будем.

Пусть $R_{вх}/r_с = 2{,}5$ и $n_{вх} = 2$. Тогда

$$R_{вх} = 2{,}5r_с = 2{,}5 \cdot 1{,}66 \cdot 10^{-3} = 4{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \qquad \dot{m}_{вх} = \dot{m}_ф / 2 = 0{,}034 \text{ кг/с},$$

$$r_{вх} = \sqrt{\frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} A}} = \sqrt{\frac{4{,}15 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}66 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4{,}2}} = 0{,}906 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \qquad d_{вх} = 1{,}812 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Определим коэффициент трения λ. По формуле (3.65) имеем

$$\mathrm{Re}_{вх} = \frac{4\dot{m}_ф}{\eta \pi d_{вх} \sqrt{n_{вх}}} = \frac{4 \cdot 0{,}068}{0{,}981 \cdot 10^{-3} \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}812 \cdot 10^{-3} \sqrt{2}} = 34\,441.$$

По формуле (3.63) находим λ = 0,0332. По формуле (3.66) получаем

$$A_э = \frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} r_{вх}^2 + \frac{\lambda}{2} R_{вх} \left(R_{вх} - r_с \right)} = \frac{4{,}15 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}66 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}906^2 \cdot 10^{-6} + \frac{0{,}0332}{2} 4{,}15 \cdot \left(4{,}15 - 1{,}66 \right) \cdot 10^{-6}} = 3{,}80.$$

Полученное значение $A_э$ отличается от A на 9,5 %, поэтому рассчитываем форсунки во втором приближении уже по геометрической характеристике $A_э$.

По графику, приведенному на рис. 3.18, при $A_э = 3{,}80$ с учетом вязкости находим коэффициент расхода $\mu_ф = 0{,}18$.

Определим размеры сопла форсунки. По формуле (3.55) имеем

$$F_с = \frac{0{,}068}{0{,}18\sqrt{2 \cdot 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 1510}} = 7{,}69 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

$$d_с = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_с} = \sqrt{\frac{4}{3{,}14} 7{,}69 \cdot 10^{-6}} = 3{,}13 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \qquad r_с = 1{,}57 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Пусть $d_с = 3{,}2$ мм, $r_с = 1{,}6$ мм, $R_{вх}/r_с = 2{,}5$. Тогда

$$R_{вх} = 2{,}5r_с = 2{,}5 \cdot 1{,}6 = 4 \text{ мм},$$

$$r_{вх} = \sqrt{\frac{R_{вх} r_с}{n_{вх} A}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}6}{2 \cdot 3{,}8}} = 0{,}918 \text{ мм}.$$

Пусть $r_{вх} = 0{,}9$ мм, $d_{вх} = 1{,}8$ мм. По формулам (3.65) и (3.63) определяем $\mathrm{Re}_{вх}$ и коэффициент трения λ при уточненных размерах форсунки: $\mathrm{Re}_{вх} = 34\,400$. Поскольку $\mathrm{Re}_{вх}$ изменился незначительно, коэффициент трения λ, вычисленный по формуле (3.63), остается равным 0,0332.

Определяем значение $A_э$ по данным второго приближения:

$$A_э^{II} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0{,}9^2 \cdot 10^{-6} + \frac{0{,}0332}{2} 4 \cdot \left(4 - 1{,}6 \right) \cdot 10^{-6}} = 3{,}60.$$

Значение $A_э^{II}$ отличается от $A_э$ на 5 %, что находится в допустимых пределах. Поэтому считаем определенные во втором приближении значения $r_с$, $R_{вх}$ и $r_{вх}$ окончательными.

Определим остальные размеры форсунки:

$$l_{вх} = 1{,}5d_{вх} = 1{,}5 \cdot 1{,}8 = 2{,}7 \text{ мм},$$

$$l_{с} = 0{,}5d_{с} = 0{,}5 \cdot 3{,}2 = 1{,}6 \text{ мм},$$

высота форсунки $h = R_{вх} = 4$ мм; радиус камеры закрутки $R_{к.з} = R_{вх} + r_{вх} = 4 + 0{,}9 = 4{,}9$ мм.

3.4. Двухкомпонентные форсунки

Схемы двухкомпонентных форсунок. Преимущества и недостатки

Наряду с однокомпонентными форсунками применяются также и двухкомпонентные центробежные форсунки, основные схемы которых представлены на рис. 3.22. Различают два вида двухкомпонентных форсунок:

А — с *внутренним смешением* (*эмульсионные*);

Б — с *внешним смешением*.

В двухкомпонентных форсунках с внутренним смешением перемешивание компонентов происходит в форсунке еще до поступления их в камеру сгорания. Внутри форсунки оба компонента образуют эмульсионную смесь, которая и поступает в камеру сгорания, поэтому эти форсунки часто называют *эмульсионными*. Такие форсунки целесообразно применять при подаче несамовоспламеняющихся компонентов, так как при самовоспламеняющихся компонентах реакция сгорания может начаться раньше, чем эмульсия компонентов выйдет из форсунки, что приведет к разрушению форсунки и камеры сгорания.

В двухкомпонентных форсунках с внешним смешением перемешивание компонентов происходит по выходе из форсунки. Таким образом, можно

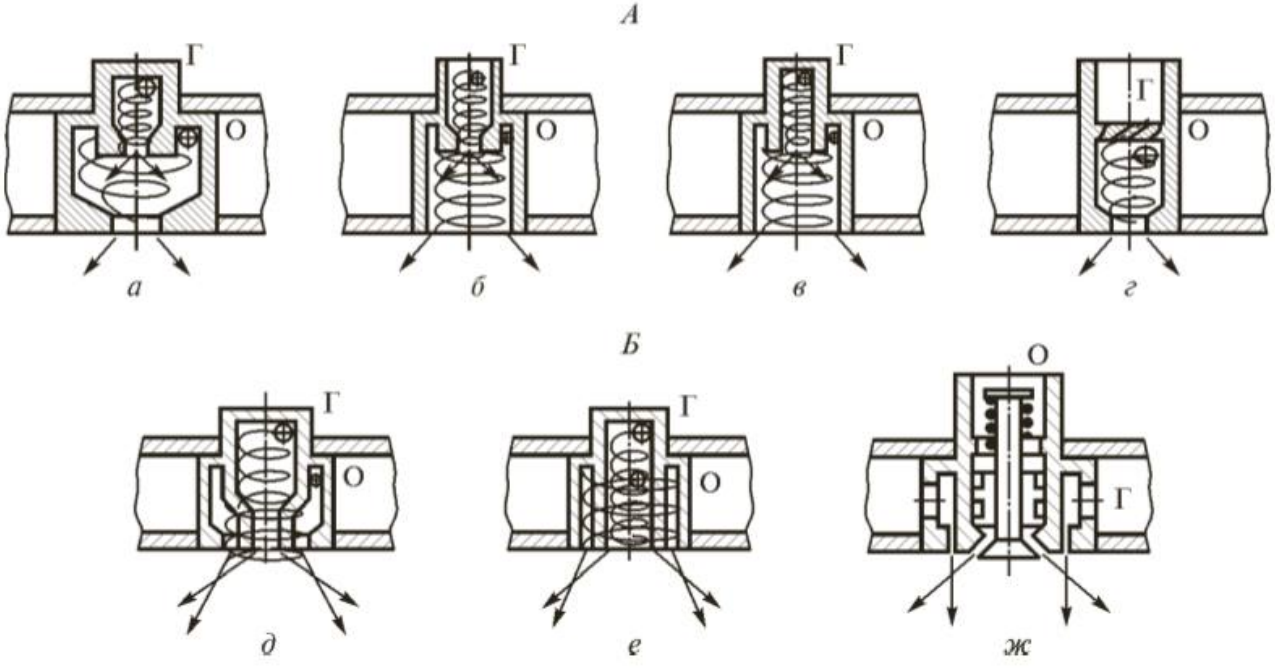


Рис. 3.22. Схемы двухкомпонентных форсунок:
А — с внутренним смешением (эмульсионные); *Б* — с внешним смешением;
а, *г*, *д* — закрытые форсунки; *в*, *е* — открытые форсунки; *б* — полуоткрытая форсунка; *ж* — щелевая форсунка

считать, что двухкомпонентная форсунка с внешним смешением, по существу, представляет собой конструктивный блок двух однокомпонентных форсунок, обеспечивающий перемешивание компонентов в заданном соотношении непосредственно у головки двигателя.

Двухкомпонентные форсунки не обязательно являются сочетанием двух центробежных форсунок. Возможны различные конструктивные сочетания центробежной, струйной и щелевой форсунок. На рис. 3.22, *ж* показана схема двухкомпонентной форсунки с внешним смешением, в которой соединены центробежная и щелевая форсунки.

Применение двухкомпонентных форсунок позволяет улучшить смесеобразование, так как при этом обеспечивается основное смешение компонентов еще в жидкой фазе, что приводит к более быстрому протеканию всего процесса горения, а значит, позволяет уменьшить необходимый объем камеры сгорания. Пропускная способность головки с двухкомпонентными форсунками выше, чем с однокомпонентными центробежными форсунками.

Недостатками двухкомпонентных форсунок являются, во-первых, их большая конструктивная сложность и, во-вторых, более жесткие термические условия работы головки. Поскольку при применении двухкомпонентных форсунок укорачиваются зоны распыления и испарения, фронт пламени приближается к головке и интенсивность тепловых потоков от фронта пламени к головке повышается.

Рассмотрим порядок расчета двухкомпонентных форсунок.

Расчет эмульсионных форсунок

Расчетная схема показана на рис. 3.23, *а*. Обозначим $n_{\text{вх.о}}$, $n_{\text{вх.г}}$, $w_{\text{вх.о}}$, $w_{\text{вх.г}}$, $\rho_{\text{о}}$, $\rho_{\text{г}}$, $\dot{m}_{\text{ф.о}}$, $\dot{m}_{\text{ф.г}}$ соответственно число входных отверстий, скорости входа, плотности и расходы через форсунку окислителя и горючего. Считаем, что оси отверстий подачи горючего наклонены к оси форсунки под углом θ, а оси отверстий подачи окислителя — под углом 90°.

Допустим, что $R_{\text{вх}} \approx R_{\text{вх.г}} = R_{\text{вх.о}}$ и срабатываемые перепады давления при подаче горючего и окислителя равны; действием сил трения пренебрегаем. Тогда можно записать

$$p_{\text{ф}} = p_{\text{в.о}} + \frac{\rho_{\text{о}} w_{\text{вх.о}}^2}{2} = p_{\text{в.г}} + \frac{\rho_{\text{г}} w_{\text{вх.г}}^2}{2}, \tag{3.68}$$

где $p_{\text{в.о}} = p_{\text{в.г}}$ — давление окислителя и горючего в смесительной полости форсунки.

Из равенства (3.68) при $p_{\text{в.о}} = p_{\text{в.г}}$ следует, что

$$w_{\text{вх.г}} = \sqrt{\varepsilon} w_{\text{вх.о}}, \tag{3.69}$$

где

$$\varepsilon = \frac{\rho_{\text{о}}}{\rho_{\text{г}}}. \tag{3.70}$$

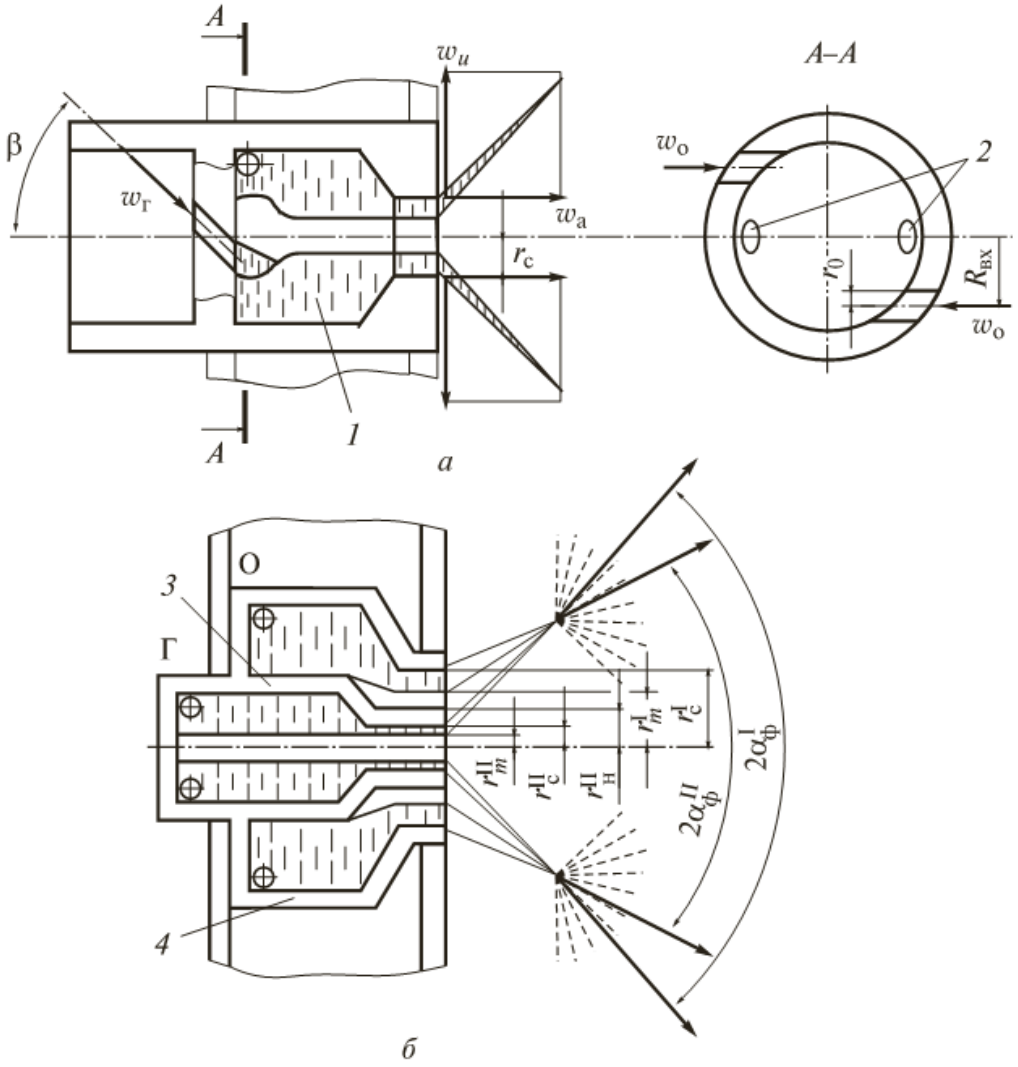


Рис. 3.23. К расчету двухкомпонентных форсунок:
а — с внутренним смешением; *б* — с внешним смешением; *1* — эмульсия; *2* — отверстие для входа горючего; *3* — внутренняя форсунка; *4* — внешняя форсунка

Найдем расход топлива через форсунку:

$$\dot{m}_{ф\Sigma} = \dot{m}_{ф.о} + \dot{m}_{ф.г} = \dot{m}_{ф.о}\frac{1+K_m}{K_m} = \pi r_{вх.о}^2 n_{вх.о}\rho_о w_{вх.о}\frac{1+K_m}{K_m}. \qquad (3.71)$$

На основании закона сохранения момента количества движения можно записать

$$\dot{m}_{ф\Sigma} w_{см} R_{вх} = \dot{m}_{ф.о} w_{вх.о} R_{вх} + \dot{m}_{ф.г} w_{вх.г} R_{вх}\cos\theta, \qquad (3.72)$$

где $w_{см}$ — тангенциальная составляющая скорости перемешанного потока в смесительной полости,

$$w_{см} R_{вх} = w_u r, \qquad (3.73)$$

где w_u — тангенциальная составляющая скорости эмульсии на выходе из сопла.

Из равенства (3.72) с учетом выражений (3.69) и (3.71) получаем

$$w_{см} = w_{вх.о}\frac{K_m + \sqrt{\varepsilon}\cos\theta}{1+K_m} \qquad (3.74)$$

и из формул (3.73) и (3.74) определяем

$$w_{\text{вх.о}} = w_u \frac{1+K_m}{K_m+\sqrt{\varepsilon}\cos\theta}\ \frac{r}{R_{\text{вх}}}. \tag{3.75}$$

Определим плотность топлива (смеси) $\rho_{\text{см}}$, образовавшегося при смешении в форсунке горючего и окислителя. Поскольку

$$\frac{\dot{m}_{\text{ф}\Sigma}}{\rho_{\text{см}}} = \frac{\dot{m}_{\text{ф.о}}}{\rho_{\text{о}}} + \frac{\dot{m}_{\text{ф.г}}}{\rho_{\text{г}}}, \tag{3.76}$$

то с учетом выражений (3.70) и (3.71) имеем

$$\rho_{\text{см}} = \frac{\rho_{\text{о}}\left(1+K_m\right)}{K_m+\varepsilon}. \tag{3.77}$$

Определим окружную скорость эмульсии в сопле форсунки w_u. Аналогично уравнению (3.38) с учетом зависимости (3.71) уравнение расхода через форсунку имеет вид

$$\dot{m}_{\text{ф}\Sigma} = \varphi\pi r_{\text{с}}^2\rho_{\text{см}}w_{\text{а}} = \pi r_{\text{вх.о}}^2 n_{\text{вх.о}}\rho_{\text{о}}w_{\text{вх.о}}\frac{1+K_m}{K_m}, \tag{3.78}$$

где $w_{\text{а}}$ — осевая составляющая скорости эмульсии в сопле.

Тогда, сопоставляя выражения (3.75), (3.77) и (3.78), получим

$$w_u = w_{\text{а}}\varphi\frac{\left(K_m+\sqrt{\varepsilon}\cos\theta\right)K_m}{\left(1+K_m\right)\left(K_m+\varepsilon\right)}\frac{R_{\text{вх}}r_{\text{с}}}{n_{\text{вх.о}}r_{\text{вх.о}}^2}\frac{r_{\text{с}}}{r}. \tag{3.79}$$

Обозначив

$$A_{\text{эм}} = \frac{\left(K_m+\sqrt{\varepsilon}\cos\theta\right)K_m}{\left(1+K_m\right)\left(K_m+\varepsilon\right)}\frac{R_{\text{вх}}r_{\text{с}}}{n_{\text{вх.о}}r_{\text{вх.о}}^2}, \tag{3.80}$$

получим

$$w_u = w_{\text{а}}\varphi A_{\text{эм}}\frac{r_{\text{с}}}{r}, \tag{3.81}$$

где $A_{\text{эм}}$ — геометрическая характеристика эмульсионной форсунки.

Уравнения (3.81) и (3.44) идентичны.

Выполнив преобразования, аналогичные преобразованиям для однокомпонентной форсунки, можно убедиться в том, что зависимости $\mu_{\text{ф}}$ и $2\alpha_{\text{ф}}$ от $A_{\text{эм}}$ такие же, как и для однокомпонентной форсунки (см. рис. 3.18). Следовательно, зная топливо (т. е. K_m и ε) и задавшись радиусом входных отверстий окислителя $r_{\text{вх.о}}$ и их числом $n_{\text{вх.о}}$, можно дальнейший расчет двухкомпонентной эмульсионной форсунки проводить в том же порядке, что и расчет однокомпонентных форсунок, используя при этом геометрическую характеристику эмульсионной форсунки $A_{\text{эм}}$ вместо геометрической характеристики A.

Расчет двухкомпонентных форсунок с внешним смешением

Расчет двухкомпонентных форсунок с внешним смешением (рис. 3.23, *б*), в основном, сводится к расчету внутренней и наружной форсунок, рассматриваемых как самостоятельные однокомпонентные форсунки. При этом радиус вихря наружной форсунки r_m^{I} должен быть больше наружного радиуса корпуса сопла внутренней форсунки $r_{\text{н}}^{\text{II}}$, т. е. $r_m^{\text{I}} > r_{\text{н}}^{\text{II}}$. В случае, когда $r_m^{\text{I}} \le r_{\text{н}}^{\text{II}}$, у наружной форсунки часть живого сечения будет загромождена корпусом внутренней форсунки.

Радиус вихря наружной форсунки r_m^{I} легко определить, зная геометрическую характеристику форсунки, так как формулы (3.28) и (3.53) дают нам связь между A, коэффициентом живого сечения φ и отношением $r_m / r_{\text{с}}$.

Решая совместно уравнения (3.28) и (3.53), находим для идеальной жидкости связь между $r_m / r_{\text{с}}$ и A.

Угол распыления наружной форсунки $2\alpha_{\text{ф}}^{\text{I}}$ может быть и меньше угла распыления внутренней форсунки $2\alpha_{\text{ф}}^{\text{II}}$ (как показано на рис. 3.23, *б*) и больше. В первом случае пересечение факелов распыления обеспечивает лучшее перемешивание. При $2\alpha_{\text{ф}}^{\text{I}} > 2\alpha_{\text{ф}}^{\text{II}}$ обеспечивается лучшая защита головки от прогара (при этом часто в наружную форсунку подают горючее).

Заканчивая рассмотрение различных типов форсунок (струйных, центробежных, одно- и двухкомпонентных и т. д.), необходимо отметить, что важной стадией разработки форсунок являются их гидравлические испытания, которые обычно проводятся на воде. Эти испытания позволяют скорректировать расчетные коэффициенты расхода компонента и углы распыления, а также получить необходимые данные по смешению и распределению компонента по сечению камеры.

3.5. Головки камер ЖРД

Головка камеры двигателя является главным узлом, обеспечивающим правильную организацию смесеобразования в камере сгорания. Конструкция головки должна обеспечить устойчивое горение в камере, а также способствовать плавному выходу двигателя на режим и уменьшению импульса последействия (см. § 5.5). При проектировании головки должны быть осуществлены необходимое размещение и надежное крепление форсунок, наиболее удобный подвод компонентов к форсункам и технологически возможно более простое соединение головки с камерой сгорания.

Типы головок ЖРД

Основными типами головок являются плоские, шатровые и сферические.

Плоские головки (рис. 3.24, *а*, *б*, *в*) являются наиболее распространенным типом. Преимущество плоских головок — в простоте конструкции; кроме того, плоские головки позволяют достаточно хорошо обеспечить однородность поля скоростей и концентраций топлива по поперечному сечению камеры сгорания.

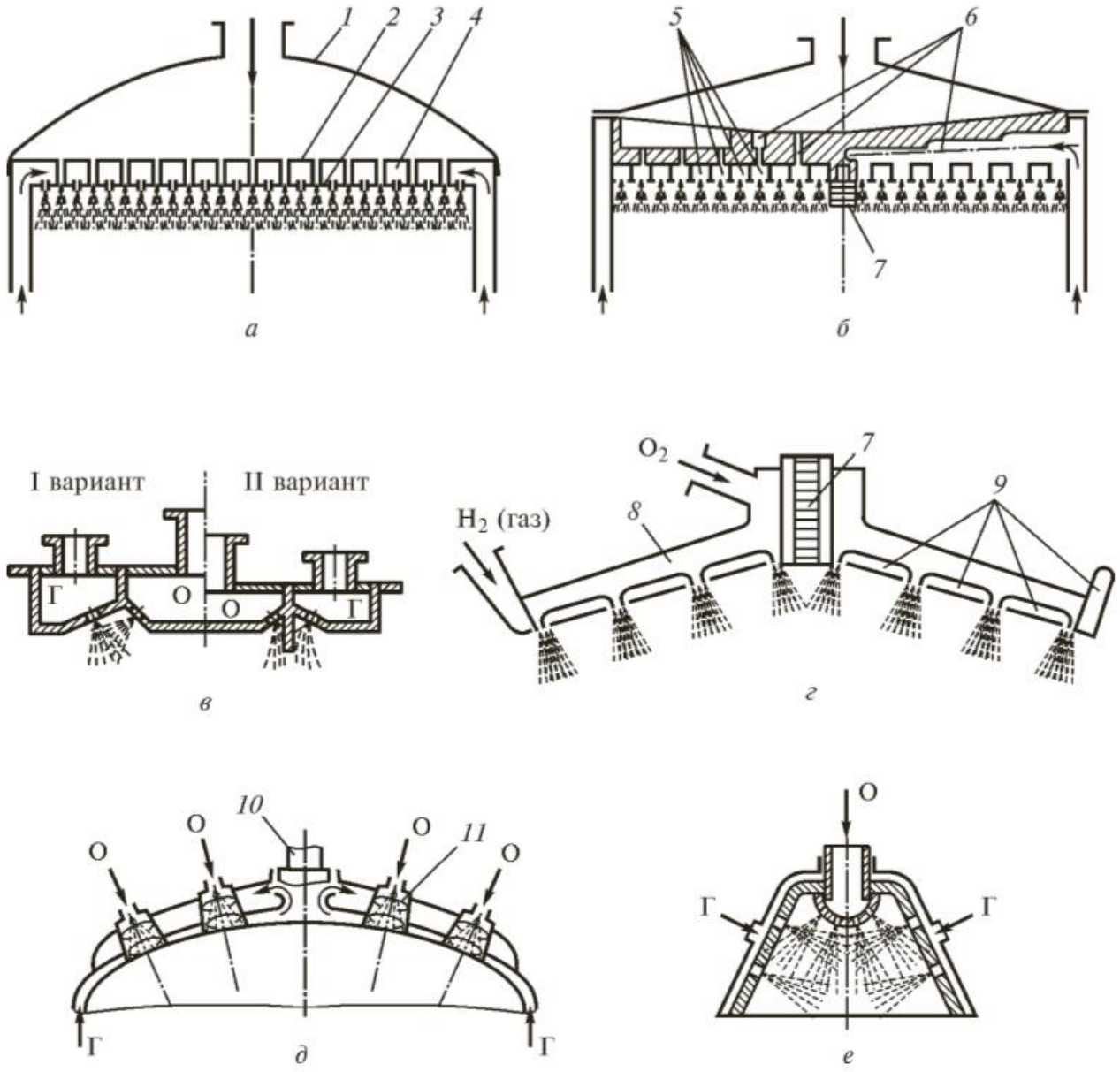


Рис. 3.24. Схемы головок ЖРД:

а — плоская с двойным дном; *б* — плоская со сверлениями; *в* — плоская с пересекающимися струями окислителя и горючего; *г* — сферическая; *д* — сферическая с форкамерами; *е* — шатровая с центральным подводом окислителя;

1 — верхнее днище; *2* — среднее днище; *3* — нижнее днище; *4* — полость охладителя; *5* — кольцевые коллекторы; *6* — каналы сверления; *7* — запальник; *8* — полость O_2; *9* — кольцевые полости H_2; *10* — клапан; *11* — форкамеры

Недостатком плоских головок является относительно небольшая прочность и малая жесткость. Поэтому в плоских головках крупногабаритных двигателей необходимо предусматривать подкрепляющие элементы, обеспечивающие требуемую прочность и жесткость головки.

На рис. 3.25 показана плоская головка, работающая по схеме, приведенной на рис. 3.24, *а*. Охладитель О поступает из охлаждающего тракта в полость между средним *2* и внутренним *3* днищами головки, откуда через шнековые форсунки *6* поступает в камеру сгорания. Компонент Г через входную трубку *10* поступает в полость между наружным *1* и средним *2* днищами, а оттуда через шнековые форсунки *5* — в камеру сгорания. Форсунки крепятся

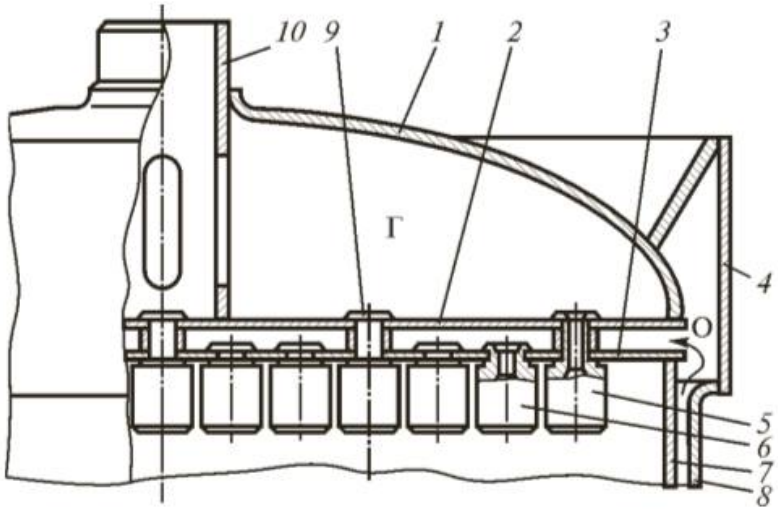


Рис. 3.25. Плоская головка:
1 — верхнее днище; *2* — среднее днище; *3* — нижнее днище; *4* — соединительное кольцо; *5* — форсунки горючего; *6* — форсунки окислителя; *7* — внутренняя оболочка камеры сгорания; *8* — корпус камеры; *9* — входная трубка; *10* — трубка

развальцовкой. Головка соединяется с камерой сгорания с помощью соединительного кольца *4*, а также непосредственно сваркой с внутренней оболочкой *7* камеры сгорания.

На рис. 3.26 показан внешний вид головки с двухкомпонентными центробежными форсунками.

Сферические головки нашли применение преимущественно в двигателях больших тяг. Достоинство головок — в жесткости конструкции.



Рис. 3.26. Плоская головка с двухкомпонентными центробежными форсунками

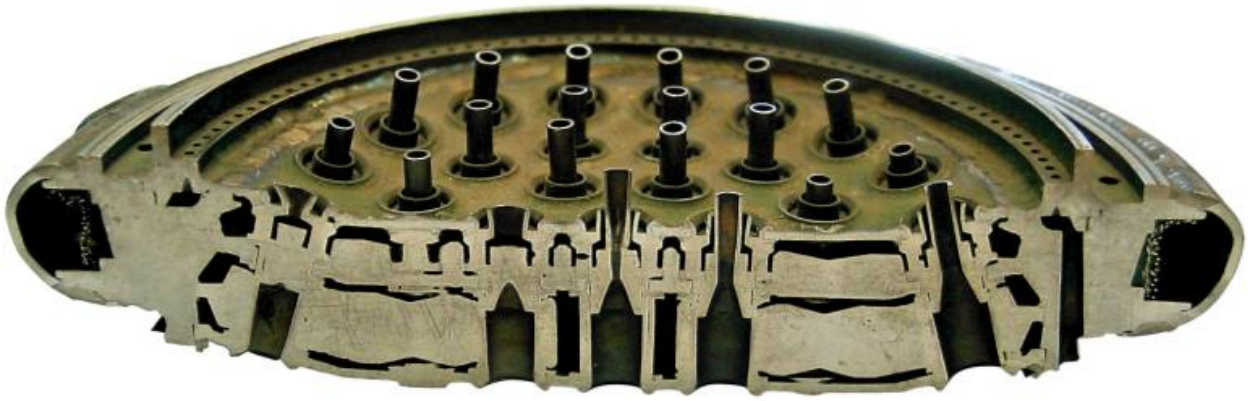


Рис. 3.27. Сферическая головка со струйно-центробежными форсунками

На рис. 3.24, *г* и 3.27 показаны схема и внешний вид сферической головки, оснащенной двухкомпонентными форсунками с внешним смешением.

На рис. 3.24, *д* и 5.4 показаны схема и разрез камеры со сферической головкой кислородно-спиртового двигателя ракеты А-4.

Шатровые головки, по форме напоминающие шатер (см. рис. 3.24, *е*), находят применение в двигателях малых и средних тяг, а также в качестве форкамер.

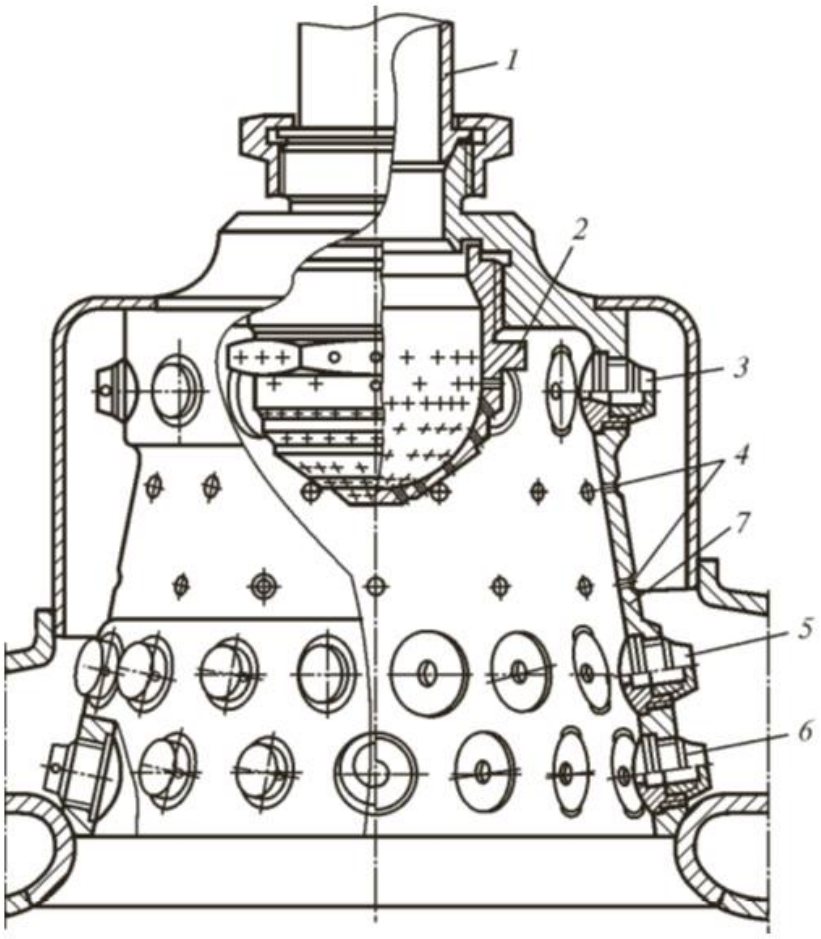


Рис. 3.28. Форкамера головки двигателя:
1 — трубка подвода окислителя; *2* — центральная струйная форсунка; *3* — верхний ряд центробежных форсунок; *4* — боковые струйные форсунки; *5*, *6* — комбинированные струйные и центробежные форсунки; *7* — внутренняя оболочка форкамеры

Преимуществами шатровой головки являются бóльшая, чем у плоской головки, поверхность для размещения форсунок и хорошие прочностные свойства. Недостатки — в сложности изготовления и неравномерности распределения топлива по сечению. При шатровой головке возможно образование «жгута» распыленного топлива. На рис. 3.28 показана форкамера головки.

Размещение и крепление форсунок на головке

Размещение форсунок на головке должно способствовать выполнению основных требований, предъявляемых к смесеобразованию, при обеспечении надежности и технологичности конструкции, что, в основном, сводится к следующему:

1) возможно более равномерному распределению по сечению камеры сгорания соотношения компонентов K_m и расходонапряженности q_m;

2) возможно меньшей склонности к возникновению неустойчивого горения;

3) защите стенок камеры сгорания от прогара;

4) защите головки камеры сгорания от воздействия высоких тепловых потоков, идущих от фронта пламени;

5) удобству подвода компонентов.

Исследования показали, что распределение соотношения и расходонапряженности компонентов, полученное непосредственно у головки, практически сохраняется вдоль всей камеры сгорания и сопла двигателя. В свою очередь, неравномерность распределения K_m и q_m по сечению камеры влияет на удельный импульс двигателя $I_у$ (см. § 3.6).

Рассмотрим основные схемы размещения форсунок. В двигателях, работающих на однокомпонентных форсунках, для обеспечения хорошего смесеобразования необходимо равномерное чередование форсунок горючего и окислителя. Поэтому можно выделить следующие основные схемы расположения форсунок горючего и окислителя на головке двигателя.

Шахматное расположение, когда форсунки горючего и окислителя располагаются в шахматном порядке, чередуясь между собой (рис. 3.29, *а*). Недостаток этого способа состоит в том, что число форсунок горючего получается примерно равным числу форсунок окислителя. Поскольку весовой расход окислителя обычно в 2–4 раза больше, чем горючего, то при таком расположении расход каждой форсунки окислителя значительно больше расхода форсунки горючего, что может ухудшить смесеобразование, так как мощная струя окислителя плохо смешивается с относительно слабой струей горючего, сбивая ее в сторону.

Сотовое расположение (рис. 3.29, *б*), при котором каждая форсунка горючего окружена группой окислительных форсунок, позволяет иметь большее число форсунок окислителя, чем горючего. При этом разница в расходах форсунок окислителя и горючего меньше, чем при шахматном расположении, что обеспечивает лучшее распыление и смешивание компонентов топлива.

Концентрическое расположение, при котором пояса форсунок горючего и окислителя чередуются (рис. 3.29, *в*), в некоторых конструкциях упрощает подвод компонентов к форсункам. Примером расположения форсунок

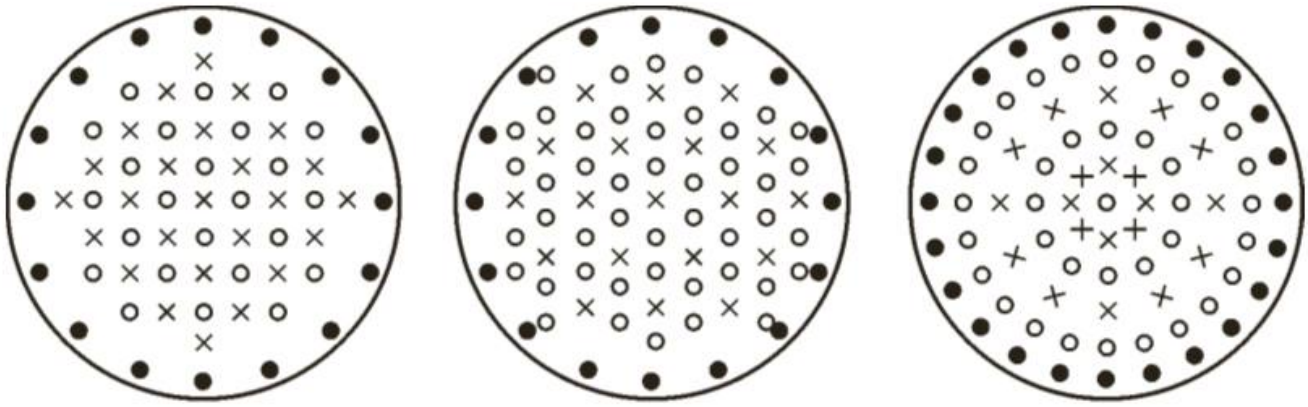


Рис. 3.29. Схемы расположения форсунок:
а — шахматное; *б* — сотовое; *в* — концентрическое;
× — форсунки горючего; ○ — форсунки окислителя; • — форсунки горючего для создания пристеночного слоя

по концентрическим окружностям может служить головка кислородно-водородного двигателя (см. рис. 3.24, *г*). Здесь в концентрических поясах размещены группы форсунок, состоящие из двух форсунок горючего (H_2) и одной — окислителя (O_2).

Двухкомпонентные форсунки могут быть размещены по любой схеме, необходимо только учитывать возможность возникновения неустойчивого горения, а также защиту головки от прогара.

Для обеспечения условий, наименее способствующих возникновению неустойчивого горения, как одно-, так и двухкомпонентные форсунки иногда размещают в порядке, представляющем собой различные комбинации приведенных выше схем расположения форсунок, а также стремятся несколько растянуть процесс горения по длине камеры сгорания. В конце камеры желательно существование гетерогенной зоны, которая демпфирует, насколько это возможно, продольную высокочастотную неустойчивость горения. Это достигается определенным чередованием форсунок с различными расходами и углами распыления (т. е. дальнобойностью).

Для защиты стенок камеры сгорания от прогара создается защитный пристеночный слой с избытком горючего, имеющий вследствие этого более низкую температуру, чем ядро потока. Следует отметить, что пристеночный слой с большим избытком окислителя также имел бы температуру ниже температуры ядра потока и, по-видимому, являлся бы вполне удовлетворительным защитным слоем, однако опасность возникновения местных очагов горения у стенки в окислительной среде и прогара стенок вследствие окисления металла приводит к тому, что обычно создается пристеночный слой, обогащенный горючим. Для этого на головке либо устанавливается специальный периферийный пояс форсунок горючего, как показано на рис. 3.29, либо крайние форсунки окислителя заменяются форсунками горючего.

Периферийные форсунки горючего обычно делают более дальнобойными и с меньшим расходом, чем основные форсунки. Шаг между периферийными («защитными») форсунками и их местоположение подбирают так, чтобы

обеспечить равномерную толщину пристеночного слоя по периметру камеры. Местное увеличение толщины пристеночного слоя приведет только к увеличению потерь удельного импульса, не улучшая защиты стенок. В то же время не следует допускать чрезмерного утоньшения защитного пристеночного слоя или пробоя его струями окислителя.

При размещении форсунок необходимо также обеспечить и защиту самой головки от прогара, который может явиться результатом большого теплоподвода от ядра пламени. С этой точки зрения зоны распыления и испарения являются зонами, защищающими головку от больших тепловых потоков, однако при большом расстоянии между форсунками могут оказаться участки поверхности головки, не защищенные в достаточной мере от воздействия обратных токов горячих продуктов сгорания, что может привести к прогару головки. Такая опасность возникает при применении двухкомпонентных форсунок, у которых фронт пламени расположен ближе к головке. При установке центробежных форсунок наименьшее расстояние между форсунками обычно определяют, учитывая размеры самой форсунки, а также прочность головки, ослабляемой сверлениями под форсунки. Оно находится в пределах 12…30 мм. На таких же расстояниях размещают струйные форсунки.

Расходы через однокомпонентную форсунку находятся в пределах 30…300 г/с, а для периферийных форсунок могут быть меньше; расходы через двухкомпонентную форсунку могут доходить до 2,5…3 кг/с.

Топливо подводится к форсункам либо по специальным каналам (см. рис. 3.24, *б*), либо путем образования в головке различных полостей горючего и окислителя (см. рис. 3.24, *а*, *в*, *г*), обеспечивающих примерно одинаковый перепад давления на всех форсунках.

Головки с подачей компонентов по каналам более сложны конструктивно и обычно более тяжелы, чем головки с раздельными полостями. В нижнюю полость обычно подают компонент, охлаждающий камеру сгорания.

Крепление форсунок. Если форсунки выполнены в виде отдельных конструктивных узлов, наиболее распространенным способом их крепления является пайка. Применяют также резьбовое соединение и развальцовку.

Размещение на головке различных дополнительных устройств (запальника, устройства для продувки и т. д.) нежелательно, так как они отнимают полезную площадь для размещения форсунок, нарушают равномерность распределения топлива по сечению; кроме того, место установки этих устройств хуже защищено от тепловых потоков, и поэтому возникает опасность прогара головки.

3.6. Влияние конструкции головки на смесеобразование и удельный импульс

Исследование работы ЖРД показало, что качество процесса смесеобразования и удельный импульс зависят от конструкции головки, ее формы, расположения и типа форсунок. Расположение форсунок влияет также на условия горения и теплообмен в камере ЖРД.

Рассмотрим некоторые расчетные схемы, позволяющие провести количественную оценку влияния расположения форсунок на протекание процессов перемешивания компонентов и на параметры ЖРД [2].

Качественная картина процесса смесеобразования в камере ЖРД

После поступления в камеру сгорания окислитель и горючее перемешиваются как в жидком, так и в газообразном состояниях.

Одним из основных факторов, обусловливающих перемешивание компонентов, является взаимное расположение форсунок окислителя и горючего. После выхода окислителя и горючего из форсунки происходит соударение капель компонентов и слияние их, а также частичное взаимное проникновение факелов распыления, способствующее перемешиванию компонентов вблизи головки. Наиболее полное перемешивание имеет место при применении форсунок с пересекающимися струями, однако и при параллельных осях форсунок в результате встречи конусов распыления на некотором расстоянии от головки также имеет место перемешивание и слияние капель.

Рассмотрим для примера, как происходит перемешивание капель компонентов, подаваемых центробежными форсунками.

Предположим, что форсунки горючего и окислителя чередуются, как показано на рис. 3.30. При пересечении конусов распыления компонентов в точке *A* часть компонентов сливается в один пучок, а часть взаимопроникает через конус распыления и продолжает двигаться в прежнем направлении. Степень «проницаемости» компонентов зависит от расстояния между форсунками. С увеличением расстояния между форсунками степень проницаемости увеличивается. Однако при малых расстояниях можно считать факелы непроницаемыми. Поэтому полагаем, что при первом пересечении конусов распыла в точке *A* происходит слияние компонентов О и Г в один пучок *AB* с очень незначительным проникновением, приводящим только к некоторому расширению пучка. Направление пучка *AB* определяется количествами движения окислителя и горючего.

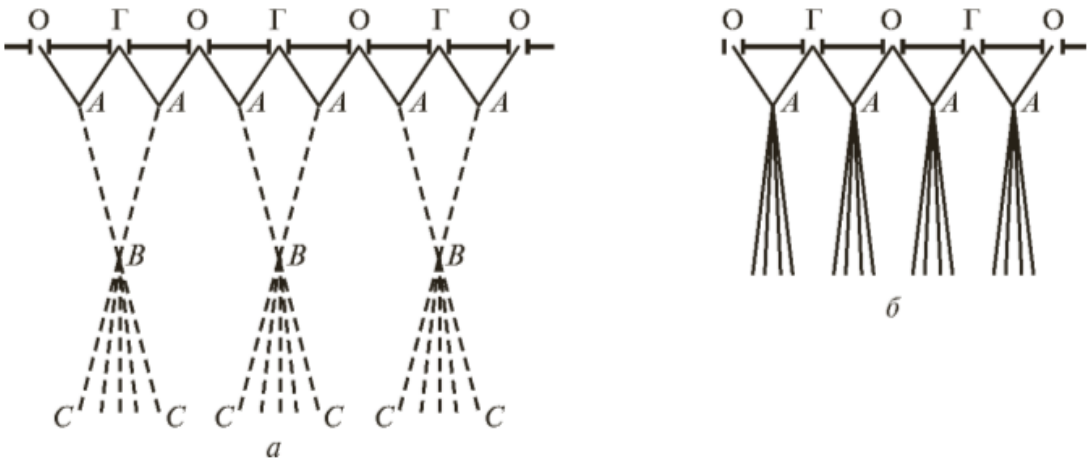


Рис. 3.30. Схемы перемешивания капель компонентов:
а — количество движения окислителя больше, чем горючего; *б* — количества движения окислителя и горючего равны

Если количество движения окислителя больше, то пучок отклоняется в сторону форсунки Г и в точке *B* происходит вторичное пересечение уже пучков компонентов. При этом образуется факел смеси компонентов, ограниченный лучами *BC* (рис. 3.30, *а*). При равенстве количеств движения компонентов направление пучка после пересечения в точке *A* остается осевым (рис. 3.30, *б*).

Таким образом, в результате перемешивания струй компонентов, вытекающих из центробежных форсунок, происходит слияние и частичное взаимное проникновение капель. При этом в зависимости от количества движения компонентов струи пересекаются в одном (точка *A*) или двух сечениях камеры сгорания (точки *A* и *B*). И в том и в другом случаях по поперечному сечению камеры область взаимного влияния струй при перемешивании капель в основном ограничивается шагом между форсунками, и на больших расстояниях от оси форсунки влияние данной форсунки на перемешивание невелико. Следовательно, если расположение форсунок на головке с самого начала не обеспечивает равномерного по сечению камеры соотношения компонентов, то перемешивание капель эту неравномерность будет сглаживать только в пределах шага между форсунками.

Вторым фактором, способствующим перемешиванию компонентов, являются турбулентность и скоростная неравновесность потока.

При этом на интенсивность сопутствующих процессов влияют:

а) разность скоростей капель и газа;

б) отток газов, образующихся при испарении капли, нормально к ее поверхности;

в) неравномерность расходонапряженности по сечению камеры;

г) разность скоростей испарения капель компонентов.

Рассмотрим влияние каждой из этих причин на перемешивание. Как отмечалось выше, непосредственно у головки начинается испарение капель за счет конвективного и радиационного теплообмена с зонами обратных токов и интенсивных химических реакций соответственно (см. рис. 3.4). Пока образующегося в результате испарения газа еще мало, скорость капли $w_к$ больше скорости газа $w_г$. По мере испарения капель скорость газа увеличивается и в каком-то сечении камеры скорости выравниваются, т. е. $w_г = w_к$ (точка *M* на рис. 3.6). Количество испарившихся компонентов при этом достигает 10…35 % от общего количества. При дальнейшем движении потока скорость капли становится меньше скорости газа, соответственно и скорость газа, находящегося непосредственно около капли (или газа около образовавшихся пучков капель), также меньше скорости основного потока газа $w_г$. Разность скоростей способствует перемешиванию газа, окружающего каплю (или пучок), с основным потоком газа, который характеризуется развитой турбулентностью.

Перемешивание газа в результате указанных причин происходит в основном на расстояниях порядка шага *H* между форсунками. Влияние этого перемешивания можно учесть, выбрав соответствующий закон распределения компонентов вокруг оси форсунки.

При перемешивании газа в силу неравномерности распределения расходонапряженности q_m имеет место перетекание газов на расстояния порядка

радиуса камеры, так как даже после выравнивания q_m на расстояниях от оси пучка, равных шагу между форсунками, неравномерность q_m по всему сечению камеры остается. При этом газ перетекает к участкам, в которых расходонапряженность q_m меньше. Однако этот процесс не оказывает решающего влияния на изменение распределения компонентов по сечению камеры.

Различие в скоростях испарения капель компонентов также сказывается на турбулентном перемешивании газов. При оттоке газов от капель газы не увлекают за собой жидкие капли, поэтому при значительной разности в скоростях испарения капель компонентов или капель одного компонента, но разных температур и размеров (например, жидкого кислорода и керосина), происходит также изменение распределения соотношения компонентов K_m и q_m, так как газы компонента, испарившегося раньше, стремятся распределиться по сечению более равномерно. Однако вследствие очень высокой интенсивности теплоподвода к каплям в камере ЖРД скорости испарения капель настолько велики, что разность времени испарения различных компонентов очень незначительна и не успевает существенно повлиять на распределение K_m и q_m по сечению камеры в целом.

Таким образом, можно считать, что перемешивание компонентов в результате испарения, так же как и при перемешивании капель, в основном происходит в пределах размеров порядка шага между форсунками. Незначительное распространение перемешивания газов при испарении на большие расстояния может быть учтено выбором соответствующего закона распределения компонента вокруг оси форсунки.

После окончания испарения происходит дальнейшее смешение и сгорание компонентов. В случае недостаточной длины камеры сгорания полное перемешивание, т. е. полное выравнивание состава газа по сечению камеры, закончиться не успевает.

При дальнейшем движении продуктов сгорания по соплу распределение соотношения компонентов практически не меняется, во-первых, вследствие того, что время пребывания их в сопле мало́, и, во-вторых, потому, что интенсивность турбулентности ядра потока в сопле значительно меньше, чем в камере сгорания.

Таким образом, если равномерный по сечению камеры состав компонентов не был обеспечен у головки форсунками, то турбулентное перемешивание газов в камере сгорания и в сопле только сглаживает «пики» распределения K_m и q_m между форсунками (рис. 3.31), но неравномерности в целом не устраняет. Очевидно, что чем больше длины камеры сгорания и сопла, тем менее справедлив этот вывод, так как при течении газов по камере и соплу некоторое перемешивание все-таки продолжается, однако до определенных длин камеры сгорания и сопла приближенно можно считать, что состав отдельных

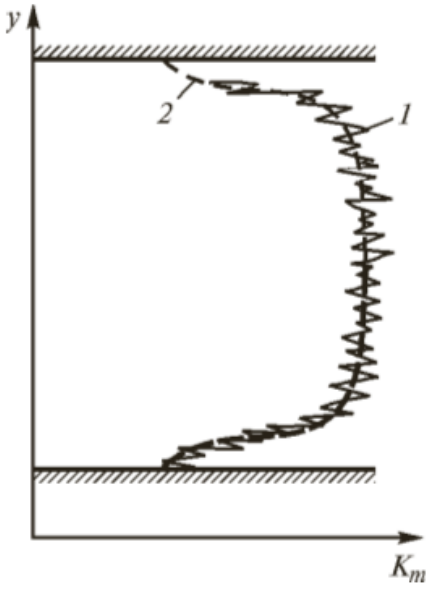


Рис. 3.31. Профиль распределения K_m по сечению камеры:
1 — без учета сглаживания пиков; *2* — осредненные значения K_m

струй продуктов сгорания, выходящих из сопла, различен, причем эта неравномерность определяется, в первую очередь, расположением форсунок на головке.

Для оценки распределения K_m по сечению камеры достаточно рассчитать распределение K_m, получившееся в результате перемешивания капель у головки после выхода компонентов из форсунок. При этом влияние турбулентного перемешивания газов можно учесть соответствующим законом распределения компонента вокруг оси форсунки.

Распределение компонентов вокруг оси форсунки

Рассмотрим головку с центробежными форсунками. Для простоты анализа примем шахматное расположение форсунок окислителя О и горючего Г (рис. 3.32, *б*). Также будем считать, что количества движения окислителя и горючего равны, следовательно, после пересечения факелов в точке *A* направление пучка будет осевым (см. рис. 3.30, *б*). Пересечение факелов двух смежных форсунок О и Г пройдет по гиперболе A_1AA_2 (рис. 3.32, *а*). Проекцией линии пересечения факелов на плоскость, параллельную головке, будет прямая A_1A_2.

После слияния окислителя и горючего на линии пересечения A_1AA_2 капли имеют составляющие скорости, направленные вертикально (вдоль оси) и горизонтально. Горизонтальная составляющая скорости движения компонентов,

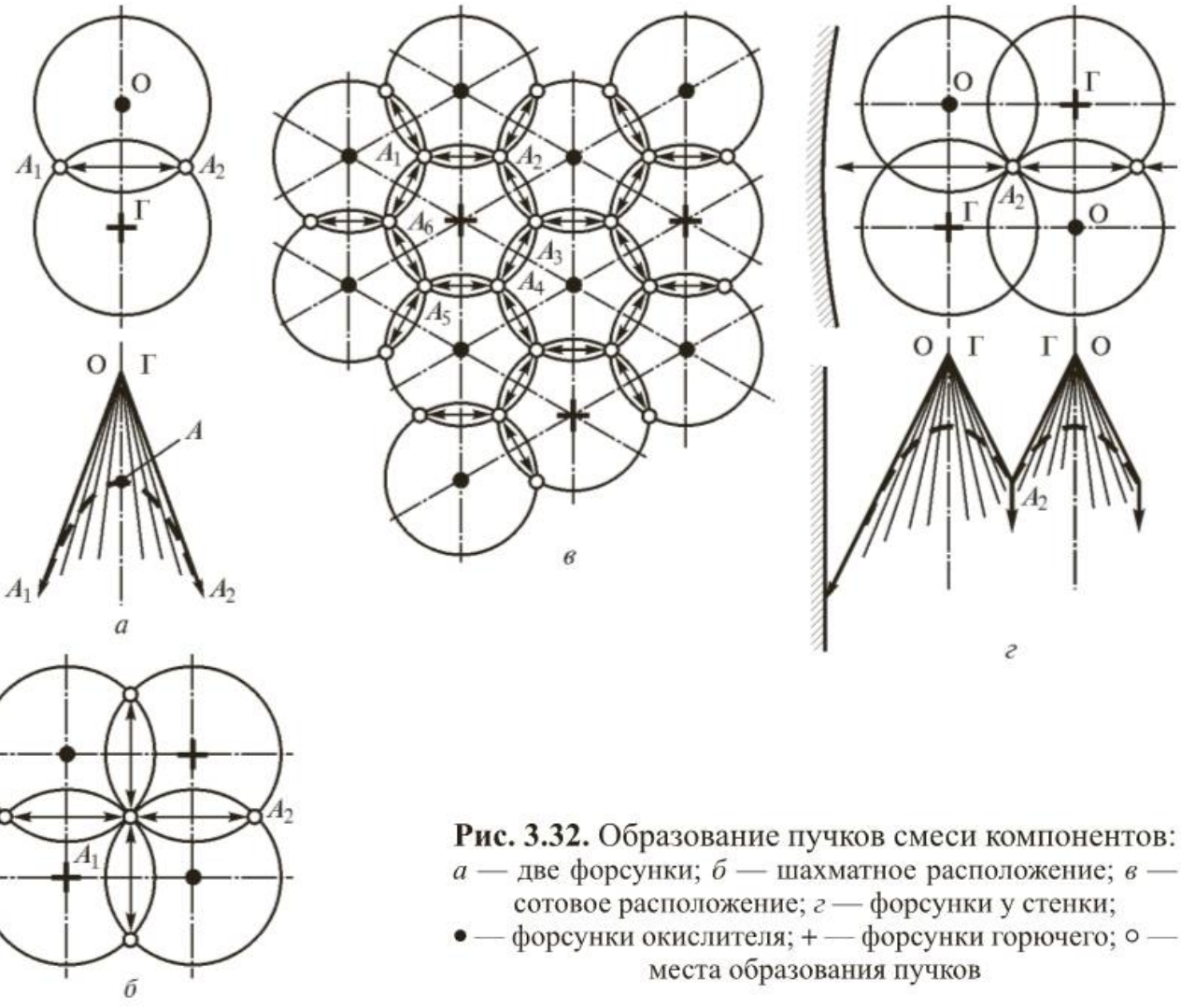


Рис. 3.32. Образование пучков смеси компонентов: *а* — две форсунки; *б* — шахматное расположение; *в* — сотовое расположение; *г* — форсунки у стенки; • — форсунки окислителя; + — форсунки горючего; ○ — места образования пучков

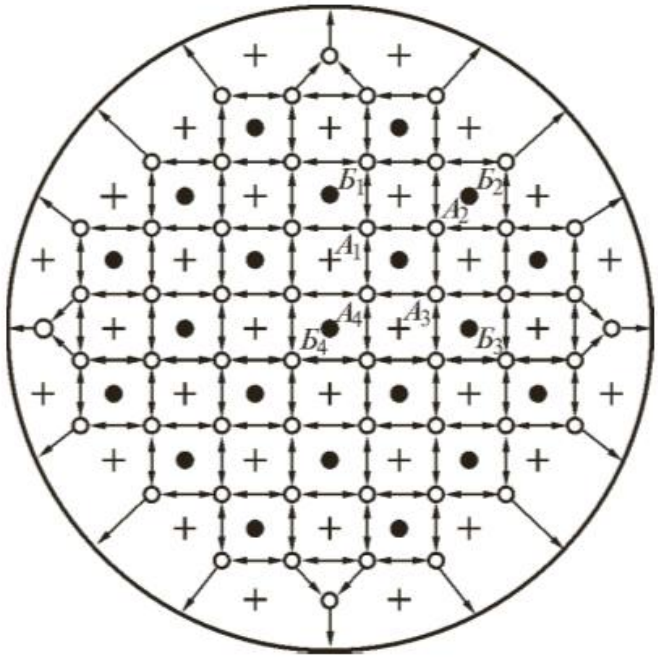


Рис. 3.33. Образование пучков у головки с шахматным расположением форсунок:
• — форсунки окислителя; + — форсунки горючего; ○ — места образования пучков

очевидно, будет направлена от линии, соединяющей оси форсунок, к точкам A_1 и A_2. В результате в точках A_1 и A_2 образуются пучки смеси компонентов.

При взаимодействии форсунок, расположенных в шахматном порядке, слияние смеси капель в пучок произойдет в точках A_1, A_2, A_3, A_4, причем в каждом из этих пучков произойдет слияние компонентов от пересечения конусов распыления четырех форсунок, окружающих пучок (рис. 3.32, *б* и 3.33).

При сотовом расположении форсунок (см. рис. 3.32, *в*) пучки образуются в точках A_1, A_2, …, A_6.

Во всех случаях капли, находящиеся ближе к стенке, чем к оси ближайшей к ней форсунки, попадают на стенку (см. рис. 3.32, *г*). Образовавшиеся в рассматриваемом случае пучки капель в точках A_1, A_2, A_3, A_4 движутся параллельно оси камеры. При этом пучки расширяются как за счет увлечения капель газом, так и в результате некоторого, очень незначительного, проникновения капель из одного пучка в другой, а также в результате испарения капель компонентов.

Примем, что при достаточном удалении от головки распределение компонентов вокруг оси пучка происходит по некоторому закону распределения, близкому к закону Гаусса (рис. 3.34), причем величина среднего квадратичного отклонения окислителя или горючего от оси пучка пропорциональна шагу между форсунками H, т. е.

$$\frac{d\dot{m}}{dF} = ke^{-\frac{r^2}{2H^2}}, \qquad (3.82)$$

где $\dot{m}$ — расход компонента в пучке; r — расстояние от оси пучка; $d\dot{m}$ — количество компонента, попадающее на площадку dF на расстоянии r от оси пучка.

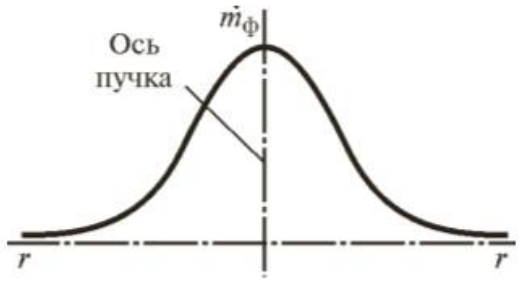


Рис. 3.34. Принятое распределение компонента вокруг оси пучка

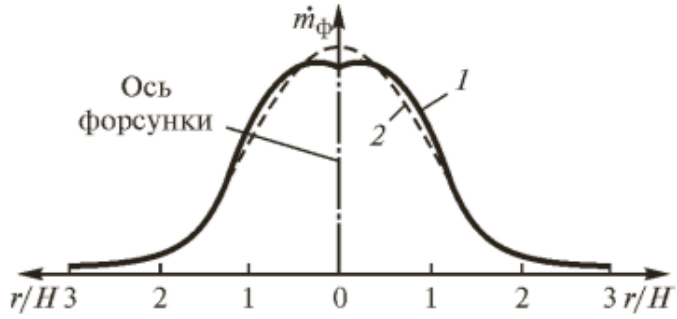


Рис. 3.35. Распределение компонента вокруг оси форсунки

Рассмотрим распределение количества окислителя вокруг оси выбранной форсунки при шахматном расположении. Поданный через форсунку окислитель распределился поровну между пучками A_1, A_2, A_3, A_4. В каждый из этих пучков попал, кроме того, окислитель из форсунок $Б_1$, $Б_2$, $Б_3$, $Б_4$ (см. рис. 3.33). Количество окислителя у оси рассматриваемой нами форсунки определится как сумма количеств окислителя, попавшего из пучков A_1, A_2, A_3, A_4 (рис. 3.35, кривая *1*).

Распределение компонента вокруг оси (кривая *1*) также следует закону, близкому к закону Гаусса (пунктирная кривая *2*). Поэтому с достаточной степенью точности можно полагать, что распределение окислителя вокруг оси форсунки проходит по кривой *2*, т. е. подчиняется закону Гаусса, причем среднее квадратичное отклонение компонента пропорционально шагу между форсунками H:

$$\frac{d\dot{m}_ф}{dF} = ke^{-\frac{r^2}{2H^2}}, \tag{3.83}$$

где $\dot{m}_ф$ — расход компонента через форсунку; $d\dot{m}_ф$ — расход компонента через площадку dF, равную $rdrd\theta$, нормальную к оси форсунки и расположенную на расстоянии r от оси; k — коэффициент пропорциональности, определяемый при интегрировании уравнения (3.83):

$$\dot{m}_ф = k\int_0^{2\pi}\int_0^{\infty} e^{-\frac{r^2}{2H^2}} rdrd\theta = k\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{\infty} re^{-\frac{r^2}{2H^2}} dr = 2k\pi H^2,$$

откуда получаем

$$k = \frac{\dot{m}_ф}{2\pi H^2}. \tag{3.84}$$

С учетом уравнения (3.84) закон распределения компонента вокруг оси форсунки выразится следующим образом:

$$\frac{d\dot{m}_ф}{dF} = \frac{\dot{m}_ф}{2\pi H^2} e^{-\frac{r^2}{2H^2}}. \tag{3.85}$$

Если количество движения капель одного из компонентов больше, чем другого, то, как указывалось выше, в точке *B* пучки компонентов пересекаются вторично (см. рис. 3.30).

Анализ показывает, что вторичное пересечение не вносит существенного изменения и выражение (3.85) остается справедливым для оценки распределения компонента вокруг оси форсунки не только при шахматном расположении форсунок, но и при других схемах расположения.

Количество компонента, попадающего на площадку сечения от отдельной форсунки

Выделим в сечении камеры произвольно расположенную площадку и определим количество компонента $\dot{m}_{\text{пл}}$, попадающего на нее от форсунки *Б*, находящейся на расстоянии *r* от площадки (рис. 3.36). Из уравнения (3.85) имеем

$$\dot{m}_{\text{пл}} = \frac{\dot{m}_{\text{ф}\,Б}}{2\pi H^2}\iint_{\text{Ж}} e^{-\frac{r^2}{2H^2}}\,dx\,dy. \tag{3.86}$$

Поскольку $r^2 = x^2 + y^2$, то

$$\dot{m}_{\text{пл}} = \frac{\dot{m}_{\text{ф}\,Б}}{2\pi H^2}\int_{y_1}^{y_2}\int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{x^2}{2H^2}} e^{-\frac{y^2}{2H^2}}\,dx\,dy =$$

$$= \frac{\dot{m}_{\text{ф}\,Б}}{2\pi H^2} H\sqrt{2}\int_{x_1}^{x_2} e^{-\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right) H\sqrt{2}\int_{y_1}^{y_2} e^{-\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right). \tag{3.87}$$

Выражение (3.87) после сокращения дважды на $H\sqrt{2}$ можно переписать в виде

$$\dot{m}_{\text{пл}} = \frac{\dot{m}_{\text{ф}\,Б}}{\pi}\left[\int_0^{x_2} e^{-\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right) - \int_0^{x_1} e^{-\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right)\right] \times$$

$$\times\left[\int_0^{y_2} e^{-\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right) - \int_0^{y_1} e^{-\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{y}{H\sqrt{2}}\right)\right]. \tag{3.88}$$

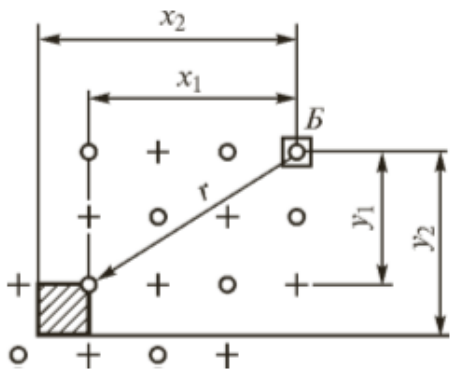


Рис. 3.36. К определению количества компонента, попадающего на произвольно выбранную площадку сечения камеры

Если ввести функцию вида

$$\Phi(\overline{z}) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\overline{z}} e^{-z^2} dz, \tag{3.89}$$

то, учитывая, что

$$\int_0^{\overline{x}} e^{-\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right)^2} d\left(\frac{x}{H\sqrt{2}}\right) = \int_0^{\frac{\overline{x}}{H\sqrt{2}}} e^{-z^2} dz, \tag{3.90}$$

где $z = x/(H\sqrt{2})$, и обозначив

$$\begin{aligned} z_{x_1} &= \frac{x_1}{H\sqrt{2}}, \quad z_{x_2} = \frac{x_2}{H\sqrt{2}}, \\ z_{y_1} &= \frac{y_1}{H\sqrt{2}}, \quad z_{y_2} = \frac{y_2}{H\sqrt{2}}, \end{aligned} \tag{3.91}$$

получим

$$\begin{aligned} \Phi(z_{x_1}) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{z_{x_1}} e^{-z^2} dz, \qquad \Phi(z_{x_2}) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{z_{x_2}} e^{-z^2} dz, \\ \Phi(z_{y_1}) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{z_{y_1}} e^{-z^2} dz, \qquad \Phi(z_{y_2}) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{z_{y_2}} e^{-z^2} dz. \end{aligned} \tag{3.92}$$

Тогда выражение (3.88) можно переписать следующим образом:

$$\dot{m}_{\text{пл}} = \frac{\dot{m}_{\text{ф }Б}}{4} \left[\Phi\left(z_{x_2}\right) - \Phi\left(z_{x_1}\right)\right]\left[\Phi\left(z_{y_2}\right) - \Phi\left(z_{y_1}\right)\right]. \tag{3.93}$$

Численное определение $\dot{m}_{\text{пл}}$ требует умения вычислять интеграл (3.89) при любых значениях $\overline{z}$. Поскольку интеграл (3.89) в конечном виде через элементарные функции не выражается, для расчетов можно использовать табл. 3.1 значений $\Phi(\overline{z})$ при различных значениях $\overline{z}$ или вычислить его с помощью пакета символьных вычислений MathCad на ЭВМ.

При изменении $\overline{z}$ от 0 до ∞ функция $\Phi(\overline{z})$ изменяется от 0 до 1. Подставляя в уравнение (3.92) значения z_{x_2}, z_{x_1}, z_{y_1}, z_{y_2} и определяя по табл. 3.1 соответствующие значения функции $\Phi(\overline{z})$, можно по формуле (3.93) определить количество компонента, попадающего на площадку от форсунки *Б*.

При определении расстояний x_1, x_2, y_1, y_2 (см. рис. 3.36) необходимо брать их со своим знаком, при этом должны быть соблюдены условия (с учетом знака) $x_2 > x_1$, $y_2 > y_1$.

Таблица 3.1

Значения функции $\Phi(\overline{z})\cdot 10^4$

$\overline{z}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0	113	226	336	451	564	675	789	901	1013
0,1	1125	1236	1348	1459	1669	1680	1790	1900	2009	2118
0,2	2227	2336	2443	2550	2657	2763	2869	2974	3079	3183
0,3	3286	3389	3491	3593	3694	3794	3893	3992	4090	4187
0,4	4284	4380	4475	4569	4662	4755	4847	4937	5027	5117
0,5	5205	5292	5379	5465	5549	5663	5716	5798	5879	5959
0,6	6039	6117	6194	6270	6346	6420	6494	6566	6638	6708
0,7	6778	6847	6914	6981	7047	7112	7175	7238	7300	7361
0,8	7421	7480	7538	7595	7651	7707	7761	7814	7867	7918
0,9	7969	8019	8068	8116	8163	8209	8254	8299	8342	8385
1,0	8427	8468	8508	8548	8586	8624	8661	8698	8733	8768
1,2	8822	8835	8868	8900	8931	8961	8991	9020	9048	9076
1,3	9103	9130	9155	9181	9205	9229	9252	9275	9297	9319
1,4	9523	9539	9554	9569	9583	9597	9611	9624	9637	9649
1,5	9661	9673	9684	9695	9706	9716	9726	9736	9745	9755
1,6	9763	9772	9780	9788	9796	9804	9811	9818	9825	9832
1,7	9838	9844	9850	9856	9861	9867	9872	9877	9882	9886
1,8	9891	9895	9899	9903	9907	9911	9915	9918	9922	9925
1,9	9928	9931	9934	9937	9939	9942	9944	9947	9949	9951
2,0	9953,2	9957,2	9957,2	9959,1	9960,9	9962,9	9964,2	9965,8	9967,3	9968,8
2,1	9970,2	9971,5	9972,8	9974,1	9975,3	9976,4	9977,5	9978,5	9979,5	9980,5
2,2	9981,4	9982,2	9983,1	9983,9	9984,6	9985,4	9986,1	9986,7	9984,4	9988,0
2,3	9988,6	9989,1	9989,7	9990,2	9990,6	9991,1	9991,5	9992,0	9992,4	9992,8
2,4	9993,1	9993,5	9993,8	9994,1	9994,4	9994,7	9995,0	9995,2	9995,5	9995,7
2,5	9995,9	9996,1	9996,3	9996,5	9996,7	9996,9	9997,1	9997,2	9997,4	9997,5
2,6	9997,6	9997,8	9997,9	9998,0	9998,1	9998,2	9998,3	9998,4	9998,5	9998,6
2,7	9998,7	9998,6	9998,8	9998,9	9998,9	9999,0	9999,1	9999,1	9999,2	9999,2
2,8	9999,2	9999,3	9999,3	9999,4	9999,4	9999,4	9999,5	9999,5	9999,5	9999,5
2,9	9999,6	9999,6	9999,6	9999,7	9999,7	9999,7	9999,7	9999,7	9999,8	9999,8

Соотношение компонентов в ядре потока

В соответствии с полученной формулой (3.93) количества окислителя $\dot{m}_{\text{пл.о}}$ и горючего $\dot{m}_{\text{пл.г}}$, попадающие на произвольно выбранную в сечении камеры площадку, можно найти по формулам

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{пл.о}} &= \frac{1}{4}\sum_{n_{\text{ф.о}}} \dot{m}_{\text{ф.о}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big],\\ \dot{m}_{\text{пл.г}} &= \frac{1}{4}\sum_{n_{\text{ф.г}}} \dot{m}_{\text{ф.г}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big],\end{aligned} \tag{3.94}$$

где $n_{\text{ф.о}}$, $n_{\text{ф.г}}$ — количество форсунок окислителя и горючего соответственно.

Среднее значение соотношения компонентов, проходящих через площадку, определим следующим образом:

$$K_{m\,\text{пл}} = \frac{\dot{m}_{\text{пл.о}}}{\dot{m}_{\text{пл.г}}} = \frac{\sum\limits_{n_{\text{ф.о}}} \dot{m}_{\text{ф.о}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big]}{\sum\limits_{n_{\text{ф.г}}} \dot{m}_{\text{ф.г}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big]}. \tag{3.95}$$

Если расходы компонентов, проходящих через все форсунки О и Г, одинаковы, то

$$\dot{m}_{\text{ф.о}} = \frac{\dot{m}_{\text{о}}}{n_{\text{ф.о}}}, \qquad \dot{m}_{\text{ф.г}} = \frac{\dot{m}_{\text{г}}}{n_{\text{ф.г}}} \tag{3.96}$$

и выражение (3.95) через среднее соотношение компонентов $K_{m\,\text{ср}}$ примет вид

$$K_{m\,\text{пл}} = K_{m\,\text{ср}}\frac{n_{\text{ф.г}}}{n_{\text{ф.о}}}\frac{\sum\limits_{n_{\text{ф.о}}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big]}{\sum\limits_{n_{\text{ф.г}}}\Big[\Phi(z_{x_2})-\Phi(z_{x_1})\Big]\Big[\Phi(z_{y_2})-\Phi(z_{y_1})\Big]}. \tag{3.97}$$

Из формулы (3.97) находим среднее соотношение компонентов, проходящих через произвольно выбранную площадку сечения камеры (размеры площадки мы никак не ограничивали). При практических расчетах вполне достаточно брать линейные размеры площадки, равные шагу между форсунками. Форма площадки может быть различной для каждой выбранной схемы размещения форсунок.

Соотношение компонентов $K_{m\,\text{ст}}$ в пристеночном слое

Как отмечено ранее, на стенку попадают все капли компонентов, вышедшие за пределы линии, соединяющей оси крайних форсунок. Поскольку, наталкиваясь на стенку, все капли остаются в пределах площадки, то можно считать, что количество компонента, попавшего на пристеночную площадку шириной $x_2 - x_1$ (рис. 3.37), будет равно количеству компонента, попавшего на полосу бесконечной длины (т. е. $y_2 = \infty$).

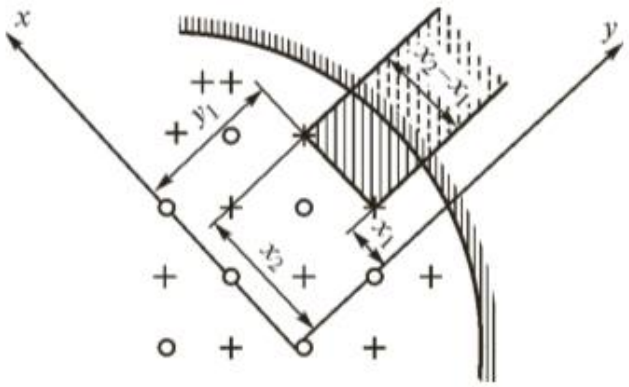


Рис. 3.37. К определению $K_{m\,\text{ст}}$

При $y_2 = \infty$ функция $\Phi(z_{y_2})$ равна 1, и, применяя выражения (3.94) для площадки, расположенной у стенки, получим

$$\dot{m}_{\text{ст.о}} = \frac{1}{4}\sum_{n_{\text{ф.о}}} \dot{m}_{\text{ф.о}}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right],$$
$$\dot{m}_{\text{ст.г}} = \frac{1}{4}\sum_{n_{\text{ф.г}}} \dot{m}_{\text{ф.г}}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right]. \qquad (3.98)$$

Отсюда отношение компонентов, находящихся в пристеночном слое, имеет вид

$$K_{m\,\text{ст}} = \frac{\dot{m}_{\text{ст.о}}}{\dot{m}_{\text{ст.г}}} = \frac{\sum_{n_{\text{ф.о}}} \dot{m}_{\text{ф.о}}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right]}{\sum_{n_{\text{ф.г}}} \dot{m}_{\text{ф.г}}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right]}. \qquad (3.99)$$

Так же как при определении K_m для средних участков сечения камеры, при определении $K_{m\,\text{ст}}$ размер площадки $x_2 - x_1$ целесообразно брать равным шагу между форсунками. Формулы (3.94), (3.95), а также (3.98) и (3.99) позволяют определить расходы и соотношение компонентов с учетом всех форсунок, размещенных на головке. Однако, как видно на рис. 3.35, влияние форсунок, отдаленных от площадки на расстояние, большее, чем три шага между форсунками, очень незначительно. Поэтому при расчете указанных параметров вполне допустимо учитывать только форсунки, отстоящие от данной площадки (в середине сечения или у стенки) не дальше, чем на три шага.

Обычно схемы размещения форсунок на головке имеют несколько осей симметрии. Поэтому нет необходимости проводить расчет расхода и соотношения компонентов для всех участков сечения, а достаточно провести его только для одного сектора головки (например, при шахматном размещении — для $1/8$ части сечения). Поскольку при этом учитывается влияние большого числа форсунок, расположенных на разных расстояниях, удобно проводить расчеты, пользуясь вычерченной в масштабе схемой размещения форсунок, замеряя длины x_2, x_1, y_2, y_1 непосредственно по схеме.

Пример расчета соотношения компонентов $K_{m\,ст}$

Определить соотношение компонентов у стенки $K_{m\,ст}$ на участке № 1 головки камеры двигателя. План расположения форсунок и место выбранного участка приведены на рис. 3.38.

Пусть заданы расходы через форсунки завесы горючего $\dot{m}_{г.з} = 0{,}01$ кг/с, горючего $\dot{m}_{г} = 0{,}033$ кг/с, окислителя $\dot{m}_{о} = 0{,}09$ кг/с.

Р е ш е н и е. Считаем, что на участок № 1 попадают только компоненты от форсунок, расположенных на расстоянии $\le 3H$. Проведя дугу радиусом $3H$, выделим область размещения форсунок, влияющих на соотношение компонентов площадки № 1. Мы видим, что в эту область попало 13 форсунок.

Для удобства дальнейшего расчета все данные по расходу, расстояниям и значениям вспомогательных функций для этих форсунок сведем в табл. 3.2.

Определив все необходимые данные, подсчитываем соотношение компонентов на участке № 1 по формуле (3.99):

$$K_{m\,ст} = \frac{\sum \dot{m}_{ф.о}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right]}{\sum \dot{m}_{ф.г}\left[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})\right]\left[1 - \Phi(z_{y_1})\right]} =$$

$$= \frac{2 \cdot 13{,}8 + 3{,}16}{7{,}66 + 2 \cdot 2{,}60 + 2 \cdot 0{,}116 + 2 \cdot 1{,}26 + 8{,}03 + 2 \cdot 0{,}733} = 1{,}22.$$

Аналогично можно определить соотношение компонентов на любом другом участке.

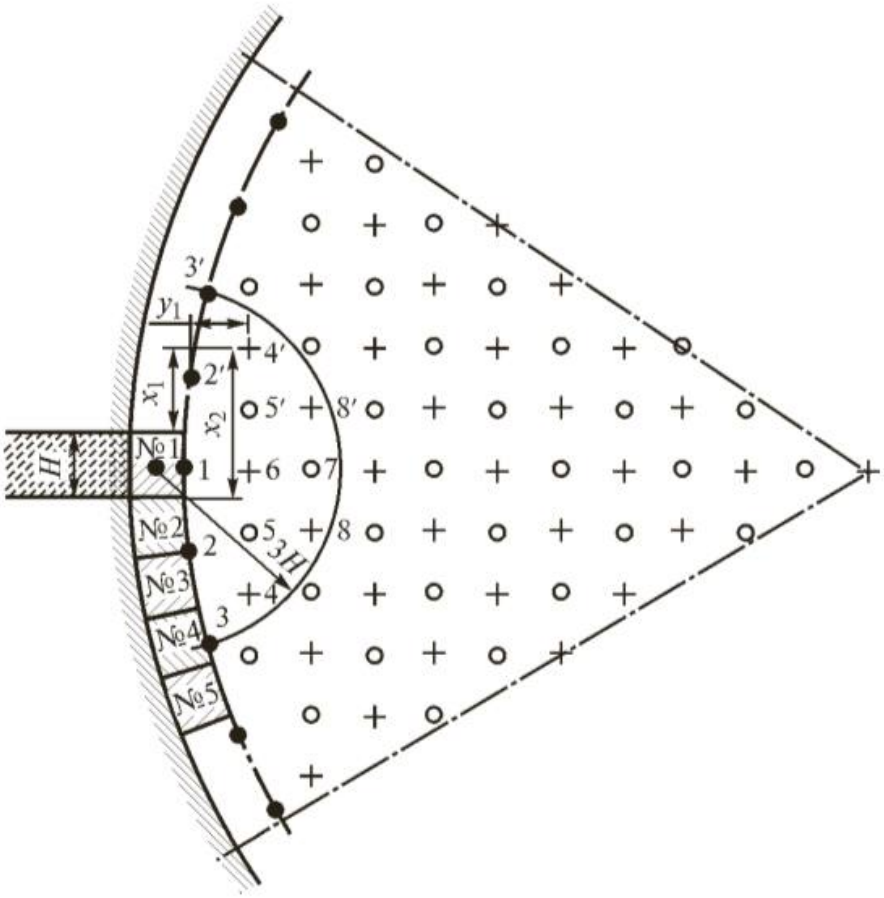


Рис. 3.38. К решению примера:
• — форсунки завесы; + — форсунки горючего; ○ — форсунки окислителя

Таблица 3.2

Пример расчета соотношения компонентов в пристеночном слое

№ форсунок	Компонент	Безразмерные расстояния до участка				Значения $\bar{z}$				Значения $\Phi(\bar{z})$				$\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})$	$\Phi(z_{y_2}) - \Phi(z_{y_1})$	$\dot{m}[\Phi(z_{x_2}) - \Phi(z_{x_1})] \times \times [\Phi(z_{y_2}) - \Phi(z_{y_1})]$
		$\frac{x_1}{H}$	$\frac{x_2}{H}$	$\frac{y_1}{H}$	$\frac{y_2}{H}$	$z_{x_1} = \frac{x_1}{H\sqrt{2}}$	$z_{x_2} = \frac{x_2}{H\sqrt{2}}$	$z_{y_1} = \frac{y_1}{H\sqrt{2}}$	$z_{y_2} = \frac{y_2}{H\sqrt{2}}$	$\Phi(z_{x_1})$	$\Phi(z_{x_2})$	$\Phi(z_{y_1})$	$\Phi(z_{y_2})$			
1	Г	–0,5	0,5	0	∞	–0,353	0,353	0	∞	–0,383	0,383	0	1	0,766	1	7,66
2 и 2′	Г	0,9	1,9	0,1	∞	0,636	1,34	0,071	∞	0,631	0,920	0,080	1	0,289	0,920	2,6
3 и 3′	Г	2,4	3,4	0,35	∞	1,69	2,4	0,248	∞	0,983	0,999	0,274	1	0,016	0,726	0,116
4 и 4′	Г	1,5	2,5	1	∞	1,06	1,76	0,705	∞	0,866	0,987	0,681	1	0,121	0,319	1,26
5 и 5′	О	0,5	1,5	1	∞	0,353	1,06	0,705	∞	0,383	0,866	0,681	1	0,483	0,319	13,8
6	Г	–0,5	0,5	1	∞	–0,353	0,353	0,705	∞	–0,383	0,383	0,681	1	0,766	0,319	8,03
7	О	–0,5	0,5	2	∞	–0,353	0,353	1,41	∞	–0,383	0,383	0,954	1	0,766	0,046	3,16
8 и 8′	Г	0,5	1,5	2	∞	0,353	1,06	1,41	∞	0,383	0,866	0,954	1	0,483	0,046	0,733

Геометрический метод расчета соотношения компонентов по сечению камеры

Расчет распределения соотношения компонентов по сечению камеры является довольно трудоемким. Поэтому для ориентировочного расчета распределения K_m и q_m по сечению можно использовать упрощенный, *геометрический метод*, который состоит в следующем. Вся площадь головки разбивается на участки, границами которых обычно принимают линии, соединяющие центры форсунок окислителя (рис. 3.39). Для каждого такого участка определяют

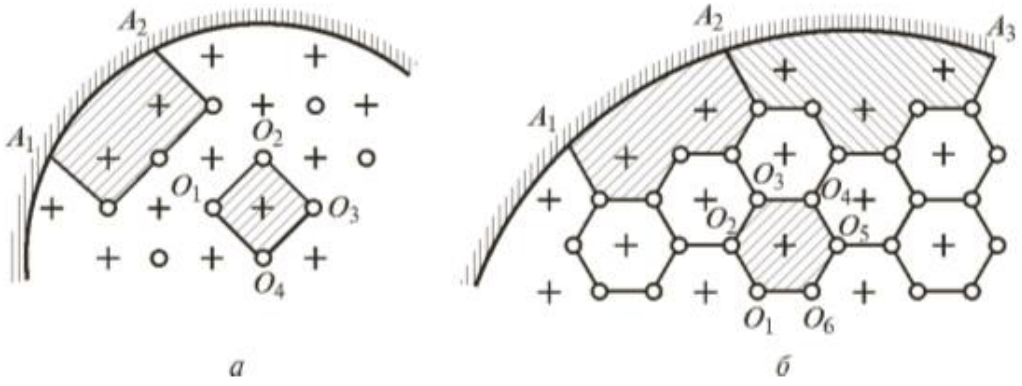


Рис. 3.39. К определению местного соотношения компонентов геометрическим методом: *а* — шахматное; *б* — сотовое расположение форсунок

количество находящихся на нем форсунок окислителя $n_{\text{ф.о}}$ и горючего $n_{\text{ф.г}}$. Если некоторые форсунки расположены на границе участков, то число форсунок $n_{\text{ф.о}}$ или $n_{\text{ф.г}}$ может быть дробным, так как в этом случае на выделенный участок от данной форсунки попадает только часть компонента.

Соотношение компонентов K_m и расходонапряженность q_m определяются по формулам

$$K_{m\,\text{пл}} = \frac{n_{\text{ф.о}}\dot{m}_{\text{ф.о}}}{n_{\text{ф.г}}\dot{m}_{\text{ф.г}}}, \tag{3.100}$$

$$q_{m\,\text{пл}} = \frac{n_{\text{ф.о}}\dot{m}_{\text{ф.о}} + n_{\text{ф.г}}\dot{m}_{\text{ф.г}}}{F_i}, \tag{3.101}$$

где $\dot{m}_{\text{ф.о}}$ и $\dot{m}_{\text{ф.г}}$ — расходы через одну форсунку окислителя или горючего соответственно; F_i — площадь рассматриваемого участка.

Пример. Рассмотрим участки $O_1O_2O_3O_4$ (рис. 3.39, *а*) и $O_1O_2O_3O_4O_5O_6$ (рис. 3.39, *б*). На участок $O_1O_2O_3O_4$ каждая форсунка окислителя подает только $1/4$ часть расхода, а на участок $O_1O_2O_3O_4O_5O_6$ — $1/3$ часть расхода. Для указанных участков число форсунок окислителя $n_{\text{ф.о}}$ соответственно будет равно $(1/4)\cdot 4 = 1$ и $(1/3)\cdot 6 = 2$. Число форсунок горючего $n_{\text{ф.г}} = 1$ для обоих участков.

Р е ш е н и е. Аналогично вычисляя соотношение компонентов в пристеночном слое (см. рис. 3.39, *б*). Для участка A_1A_2 имеем

$$n_{\text{ф.о}} = \frac{1}{3}+\frac{1}{3}+\frac{2}{3}+\frac{1}{3}+\frac{1}{3} = 2, \quad n_{\text{ф.г}} = 2, \quad K_{m\,\text{ст}} = \frac{2\dot{m}_{\text{ф.о}}}{2\dot{m}_{\text{ф.г}}}.$$

Для участка A_2A_3 имеем

$$n_{\text{ф.о}} = \frac{1}{3}+\frac{2}{3}+\frac{1}{3}+\frac{1}{3}+\frac{2}{3}+\frac{1}{3}=\frac{8}{3}, \quad n_{\text{ф.г}} = 3, \quad K_{m\,\text{ст}} = \frac{(8/3)\dot{m}_{\text{ф.о}}}{3\dot{m}_{\text{ф.г}}}.$$

В данном методе не учитывается влияние форсунок, находящихся за пределами участка, хотя, как указывалось выше (см. рис. 3.35), такое влияние имеется и наиболее существенно сказывается на соотношении компонентов в пристеночном слое. Поэтому геометрический метод расчета распределения компонентов дает менее надежные результаты, а для расчета соотношения компонентов у стенки вообще непригоден.

Влияние неравномерности K_m и q_m по сечению камеры на удельный импульс и расходный комплекс

Итак, установлено, что в любом сечении камеры соотношения компонентов K_m и расходонапряженности q_m распределяются неравномерно. Иными словами, на некоторых участках сечения значения K_m и q_m отличаются от расчетных средних. Отклонение на каком-либо участке сечения значений K_m от среднего (чаще всего оптимального) приводит к тому, что на этих участках действительные температуры горения и состав продуктов сгорания также получаются отличными от расчетных.

Если предположить, что среднее значение соотношения компонентов по всей камере было выбрано оптимальным, т. е. соответствующим наибольшему значению $I_{\text{у}}$, то удельный импульс на участках, где значения K_m отличаются от оптимальных в одну или другую сторону, будет меньше и удельный импульс камеры сгорания, в целом, очевидно, также уменьшится.

Разбив сечение камеры на участки и определив тем или иным способом значения расходов, соотношения компонентов и расходонапряженности для каждого участка сечения, найдем удельный импульс камеры двигателя и расчетное значение комплекса $\beta_{\text{р}}$ как среднюю величину удельного импульса и расходного комплекса β_i отдельных струй различного состава:

$$I_{\text{у}} = \frac{\sum_i I_{\text{у}\,i}\dot{m}_{\text{пл}\,i}}{\dot{m}}, \tag{3.102}$$

$$\beta_{\text{р}} = \frac{\sum_i \beta_i \dot{m}_{\text{пл}\,i}}{\dot{m}}, \tag{3.103}$$

где $I_{\text{у}\,i}$ — удельный импульс при действительном соотношении компонентов на i-м участке; $\dot{m}_{\text{пл}\,i}$ — расход топлива через i-й участок; $\dot{m}$ — полный расход топлива; β_i — значение расходного комплекса, соответствующее составу компонентов, проходящих через i-й участок.

Глава 4

Охлаждение ЖРД

4.1. Теплообмен в ЖРД

Организация охлаждения камер является одной из важнейших задач проектирования ЖРД и по сравнению с другими типами тепловых машин значительно усложняется особенностями процесса теплообмена в ЖРД.

Первая особенность состоит в том, что процесс в камере ЖРД протекает при высоких температурах (3000…4000 K) и давлениях (до 25 МПа и более). Поскольку продукты сгорания движутся по камере двигателя с очень большой скоростью, резко возрастают коэффициент конвективной теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенкам камеры двигателя и, следовательно, конвективные тепловые потоки $q_к$, принимающие в критическом сечении сопла значения до $(23…150) \cdot 10^6$ Вт/м^2.

Второй особенностью теплообмена в ЖРД является высокий уровень лучистых тепловых потоков. Как известно, излучательная способность газов пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры, поэтому при указанных выше температурах в камере сгорания и сопле ЖРД возникают большие лучистые тепловые потоки $q_л$, которые для обычных топлив достигают 20…40 % общего теплопотока, направленного в стенки камеры сгорания. Поскольку при движении газа по соплу его температура уменьшается, относительная доля лучистого теплового потока снижается.

Третья особенность теплообмена в ЖРД состоит в том, что ввиду мощных суммарных конвективных и лучистых тепловых потоков к стенкам камеры температура ее может достигать недопустимо высоких величин. Поэтому для ЖРД следует применять жаропрочные материалы, обладающие возможно большей теплопроводностью, что, однако, выполнить весьма трудно, так как жаропрочные материалы, как правило, имеют сравнительно малую теплопроводность.

Четвертая особенность теплообмена вытекает из условий применения ЖРД как двигательной установки летательного аппарата (ракеты, спутника, самолета). Поэтому использовать для охлаждения двигателя специальную жидкость в большинстве случаев нерационально. Обычно ЖРД охлаждают каким-либо из компонентов топлива, пропуская его до подачи в камеру сгорания ЖРД через полость охлаждения. Такой принцип охлаждения усложняет конструкцию камеры и вызывает дополнительные требования к топливным компонентам, так как количество компонента, пропускаемого через охлаждающий тракт, ограничено его расходом.

Кроме указанных главных особенностей, характерных для ЖРД в целом, на организацию процесса охлаждения влияют также род топлива, тип и назначение двигателя и его конструкция. Так, применение двух низкокипящих

компонентов (например, кислорода и водорода) приводит к тому, что камера охлаждается в основном не жидкостью, а газом, что обуславливает дополнительные требования к конструкции двигателя. Применение сопел с центральным телом резко усложняет задачу обеспечения охлаждения ЖРД в связи с увеличением площади поверхности камеры сгорания и, особенно, периметра критического сечения, где тепловые потоки наибольшие.

Ряд специфических задач организации охлаждения ЖРД возникает при использовании разных видов топлив, различных конструкций камер, охлаждающих трактов, а также различных видов охлаждения ЖРД.

Подробнее эти задачи мы рассмотрим далее в соответствующих параграфах.

Температуру стенок камеры ЖРД можно поддерживать в допустимых пределах с помощью одного из следующих способов:

1) наружного (или регенеративного) охлаждения;
2) внутреннего охлаждения;
3) смешанного охлаждения;
4) радиационного охлаждения;
5) абляционного охлаждения;
6) защиты внутренних стенок термостойкими покрытиями;
7) емкостного охлаждения;
8) транспирационного охлаждения.

Теплообмен в ЖРД при наружном охлаждении

Для понимания процессов теплообмена, проходящих в ЖРД, рассмотрим основные факторы, влияющие на эффективность охлаждения при наиболее распространенном способе — наружном охлаждении.

Типичная схема протекания процесса теплообмена в ЖРД при наружном охлаждении представлена на рис. 4.1. Здесь $T_к$ — температура продуктов сгорания; $T_{ст.г}$ — температура стенки камеры со стороны горячих газов («газовая» стенка); $T_{ст.ж}$ — температура стенки камеры со стороны охладителя («жидкостная» стенка); $T_ж$ — температура охладителя.

Теплота путем конвекции и излучения передается от горячих продуктов сгорания *1* стенке камеры сгорания *3*. Таким образом, можно сказать, что суммарный удельный тепловой поток $q_Σ$, направленный от горячих газов в стенки камеры двигателя, состоит из двух удельных тепловых потоков: конвективного $q_к$ и лучистого $q_л$, т. е.

$$q_Σ = q_к + q_л, \qquad (4.1)$$

где

$$q_к = \alpha_г \left(T_к - T_{ст.г}\right). \qquad (4.2)$$

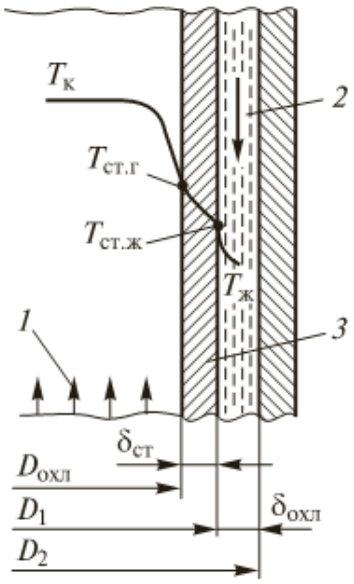


Рис. 4.1. Схема процесса теплообмена в камере ЖРД

Вследствие теплопроводности теплота передается через стенку камеры и далее путем конвекции — охладителю *2*, проходящему в полости охлаждения.

В начальный момент работы двигателя, когда стенки камеры и сопла еще холодные, часть теплового потока расходуется на разогрев стенок камеры двигателя. Такой режим охлаждения ЖРД, при котором температура стенки и тепловой поток в охлаждающую жидкость изменяются с течением времени, называют *нестационарным режимом охлаждения*.

С течением времени устанавливается равновесие, при котором охлаждением снимается весь тепловой поток, поступающий от горячих продуктов сгорания в стенки камеры двигателя. С этого момента остаются постоянными (на данном режиме работы двигателя) температуры «газовой» и «жидкостной» стенок камеры двигателя и тепловой поток через стенку. Такой режим называется *стационарным режимом охлаждения*.

Далее мы будем рассматривать только стационарные режимы охлаждения.

Зависимость $T_{ст.г}$ от скорости движения охладителя

Скорость движения охлаждающей жидкости $w_ж$ влияет на коэффициент теплоотдачи $\alpha_ж$ от стенки к ней, причем с увеличением этой скорости коэффициент $\alpha_ж$ также увеличивается.

При одних и тех же удельном тепловом потоке q_Σ и температуре жидкости $T_ж$ температура стенки со стороны жидкости $T_{ст.ж}$ определяется из выражения

$$q_\Sigma = \alpha_ж \left(T_{ст.ж} - T_ж\right), \tag{4.3}$$

которое после преобразования примет вид

$$T_{ст.ж} = T_ж + \frac{q_\Sigma}{\alpha_ж}, \tag{4.4}$$

т. е. при увеличении $\alpha_ж$ температура $T_{ст.ж}$ уменьшается. В свою очередь, тепловой поток передается через стенку камеры вследствие теплопроводности, т. е.

$$q_\Sigma = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}}\left(T_{ст.г} - T_{ст.ж}\right), \tag{4.5}$$

где $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала стенки камеры, откуда

$$T_{ст.г} = q_\Sigma \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + T_{ст.ж}. \tag{4.6}$$

Таким образом, при одних и тех же металле, толщине стенки $\delta_{ст}$ и удельном тепловом потоке q_Σ температура «газовой» стенки $T_{ст.г}$ будет тем меньше, чем меньше температура стенки со стороны жидкости $T_{ст.ж}$. Однако при понижении $T_{ст.ж}$ суммарный тепловой поток от газов в стенку камеры двигателя несколько возрастет за счет уменьшения $T_{ст.г}$ (см. формулу (4.2)), что приведет снова к росту $T_{ст.г}$, $T_{ст.ж}$ и т. д.

Наконец, стационарный режим охлаждения после увеличения скорости охлаждающей жидкости устанавливается при меньших $T_{ст.г}$ и $T_{ст.ж}$, чем это имело место до увеличения скорости (рис. 4.2, *а*). Таким образом, температура

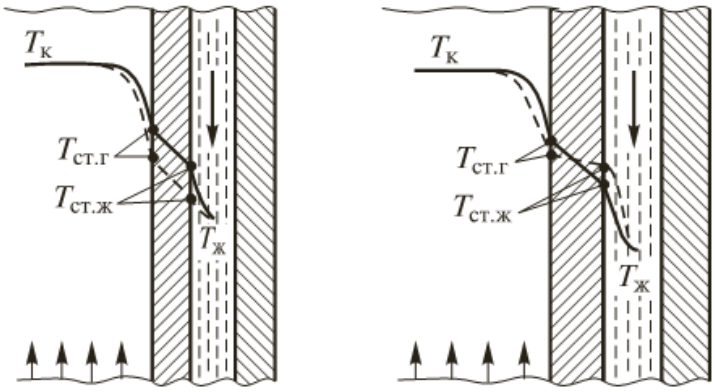


Рис. 4.2. Зависимости $T_{ст.г}$:
а — от скорости движения охлаждающей жидкости w; *б* — от коэффициента теплопроводности металла λ; - - - — при больших значениях w или λ

«газовой» стенки $T_{ст.г}$ в большой степени зависит от скорости движения охлаждающей жидкости: чем скорость больше, тем меньше $T_{ст.г}$. Следовательно, необходимую температуру $T_{ст.г}$ можно обеспечить, увеличивая скорость движения охлаждающей жидкости $w_ж$, например уменьшая проходное сечение охлаждающего тракта.

Влияние поверхностного кипения охлаждающей жидкости на величину $T_{ст.г}$

В процессе теплоотдачи от стенки камеры сгорания к охлаждающей жидкости возможны два случая соотношения между $T_{ст.ж}$ и температурой кипения жидкости T_s при данном давлении в охлаждающей полости:

$$T_{ст.ж} \le T_s, \quad T_{ст.ж} > T_s. \tag{4.7}$$

В первом случае закипание жидкости в охлаждающем тракте невозможно. Во втором случае охлаждающая жидкость может закипеть на поверхности «жидкостной» стенки камеры. Если при этом масса жидкости имеет температуру, меньшую, чем T_s, то образующиеся на поверхности «жидкостной» стенки пузырьки пара будут смываться потоком жидкости и конденсироваться в более холодном ядре потока. Таким образом, эти пузырьки, турбулизируя поток, будут увеличивать теплоотдачу от стенки к жидкости, т. е. коэффициент $\alpha_ж$ будет возрастать при той же скорости движения охлаждающей жидкости.

Увеличение $\alpha_ж$ за счет поверхностного кипения приведет так же, как и увеличение $\alpha_ж$ за счет возрастания скорости охлаждающей жидкости, к уменьшению $T_{ст.г}$ при некотором увеличении суммарного потока q_Σ.

Условия охлаждения стенки в этом случае могут быть улучшены без повышения давления подачи охлаждающей жидкости для увеличения скорости ее движения. Однако интенсивное кипение на поверхности может привести к столь энергичному парообразованию, что пузырьки пара, не успевая смываться потоком жидкости, будут образовывать сплошную пленку пара на поверхности стенки. Поскольку пар плохо проводит и передает теплоту, то в этом случае

коэффициент теплоотдачи $\alpha_ж$ резко уменьшится, что приведет к обратному результату — увеличению $T_{ст.г}$ и, возможно, прогару стенки.

Зависимость $T_{ст.г}$ от коэффициента теплопроводности $\lambda_{ст}$ материала камеры двигателя

Как видно из соотношения (4.6), при одних и тех же значениях $T_{ст.ж}$, $\delta_{ст}$ и q_Σ температура «газовой» стенки $T_{ст.г}$ будет тем меньше, чем больше коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст}$ материала стенки. Однако и здесь с уменьшением $T_{ст.г}$ в соответствии с выражением (4.2) возрастет суммарный тепловой поток q_Σ, за счет чего $T_{ст.г}$ снова немного увеличивается. И в этом случае (так же, как и в случае снижения $T_{ст.ж}$ при увеличении $\alpha_ж$) стационарный режим охлаждения устанавливается при меньшем значении $T_{ст.г}$, чем это имело бы место для стенки с меньшей величиной $\lambda_{ст}$.

Как следует из выражения (4.6), зависимость температуры от толщины стенки двигателя при увеличении $\lambda_{ст}$ будет более пологой. Поскольку q_Σ немного возрастет, то возрастет и $T_{ст.ж}$ (см. (4.4)).

Таким образом, кривая изменения температуры по толщине стенки при использовании металла с бóльшим $\lambda_{ст}$ пересечет кривую изменения температуры по толщине стенки из материала, имеющего меньшее $\lambda_{ст}$ (см. рис. 4.2, *б*). Следовательно, для изготовления камер ЖРД целесообразно использовать материалы с возможно бóльшим коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст}$. Однако, как правило, подобные металлы быстро теряют свою прочность с возрастанием температуры.

Зависимость $T_{ст.г}$ от толщины стенки камеры двигателя $\delta_{ст}$

Из выражения (4.6) также видно, что при неизменных $T_{ст.ж}$ и q_Σ температура «газовой» стенки $T_{ст.г}$ будет тем меньше, чем меньше толщина стенки $\delta_{ст}$. Несмотря на то что с уменьшением $T_{ст.г}$ тепловой поток q_Σ согласно выражению (4.2) немного возрастет, стационарный режим охлаждения установится при меньшей температуре $T_{ст.г}$. Следовательно, камеры ЖРД желательно делать с возможно меньшей толщиной стенки $\delta_{ст}$, обеспечивая при этом заданную прочность конструкции.

Влияние давления и температуры в камере сгорания на значения $T_{ст.г}$ и q_Σ

С увеличением давления в камере увеличивается плотность движущегося в ней газа. В связи с этим возрастают коэффициент теплоотдачи $\alpha_г$ от газа к стенкам и величина конвективного потока $q_к$ (см. § 4.6). Увеличение давления в камере двигателя приведет также к возрастанию парциальных давлений компонентов p_{H_2O} и p_{CO_2}, из излучения которых складывается лучистый тепловой поток в стенку $q_л$ (см. § 4.8).

Таким образом, увеличение давления приводит к возрастанию суммарного удельного теплового потока в стенку камеры двигателя q_Σ и в соответствии с формулами (4.4) и (4.6) — к увеличению $T_{ст.ж}$ и $T_{ст.г}$. Однако с ростом $T_{ст.г}$

тепловой поток q_Σ несколько уменьшится, но новое стационарное состояние установится при новых, больших, значениях $T_{ст.г}$ и q_Σ. Поэтому увеличение давления в камере двигателя при прочих равных условиях приводит к увеличению $T_{ст.г}$ и q_Σ.

С увеличением $T_к$ конвективный и лучистый тепловые потоки возрастают, что так же, как и повышение давления в камере, приводит к возрастанию $T_{ст.г}$ и q_Σ. Поэтому часто при создании ЖРД, работающих на топливах с большей теплотворной способностью H_u, требуется и более интенсивное охлаждение камеры двигателя.

Влияние размеров и формы охлаждающего тракта на $T_{ст.г}$

С уменьшением проходного сечения охлаждающего тракта увеличивается скорость движения охладителя. Влияние формы охлаждающего тракта проявляется за счет *эффекта оребрения*. Например, наличие продольных или винтовых ребер, гофров, трубок увеличивает поверхность теплосъема со стороны охладителя. Последнее приводит к увеличению эффективного коэффициента теплоотдачи от «жидкостной» стенки охладителю и, следовательно, к уменьшению $T_{ст.г}$. Степень влияния эффекта оребрения на $T_{ст.г}$ в большей мере зависит от теплопроводности материала внутренней оболочки камеры двигателя (см. § 4.11). Здесь необходимо отметить, что изменение формы охлаждающего тракта не должно сильно увеличивать гидравлическое сопротивление последнего.

Влияние режима работы двигателя на $T_{ст.г}$

При эксплуатации ЖРД на различных режимах работы камеры, охлаждаемой одним из компонентов, расчетным обычно является режим наибольшей тяги. При переходе двигателя на работу с меньшей тягой падает давление в камере сгорания $p_к$ и несколько уменьшается $T_к$, в результате чего уменьшается тепловой поток q_Σ. Однако при уменьшении тяги одновременно снижается расход компонента-охладителя, а следовательно, скорость охладителя по тракту $w_ж$ и коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости $\alpha_ж$. Поскольку поверхность охлаждения камеры остается неизменной, то уменьшение расхода охладителя может привести к такому росту $T_ж$, что охладитель может закипеть.

Таким образом, при снижении тяги несмотря на уменьшение теплового потока q_Σ температура «газовой» стенки $T_{ст.г}$ может возрасти. Поэтому, если двигатель должен работать на переменной тяге, необходимо делать проверочный расчет охлаждения на режиме меньшей тяги.

Рассмотрев основные факторы, влияющие на эффективность наружного охлаждения камеры двигателя, можно сделать следующие выводы:

– для уменьшения $T_{ст.г}$ при наружном охлаждении следует увеличивать скорость движения охлаждающей жидкости;

– камеру двигателя желательно изготавливать из возможно более теплопроводных металлов при наименьшей толщине стенки и максимальной поверхности охлаждения;

– охлаждение должно быть эффективным при всех эксплуатационных режимах ЖРД.

Если невозможно обеспечить допустимую величину $T_{ст.г}$ только наружным охлаждением, то необходимо уменьшить тепловые потоки в стенку, либо применив дополнительно другие виды охлаждения (например, внутреннее), либо защитив ее термостойкими покрытиями.

4.2. Способы охлаждения ЖРД

Наружное охлаждение

Простейшая схема наружного охлаждения одним из компонентов топлива приведена на рис. 4.3, *а*. Охлаждающая жидкость поступает в коллектор *1* и из него — в охлаждающий тракт. Протекая по тракту, жидкость охлаждает стенки, при этом она нагревается. Нагретая жидкость выходит из зарубашечной полости и поступает в головку *4*. Как уже указывалось, при наружном охлаждении камера двигателя охлаждается обычно самими компонентами. Охлаждающей жидкостью может служить и горючее, и окислитель.

Следует отметить, что каждому топливу и давлению в камере $p_к$ соответствует минимальная тяга, ниже которой только наружного охлаждения становится недостаточно. Причина этого в том, что с уменьшением номинальной тяги (при постоянном $p_к$) необходимый объем камеры сгорания уменьшается пропорционально суммарному расходу топлива, в то время как площадь охлаждаемой поверхности

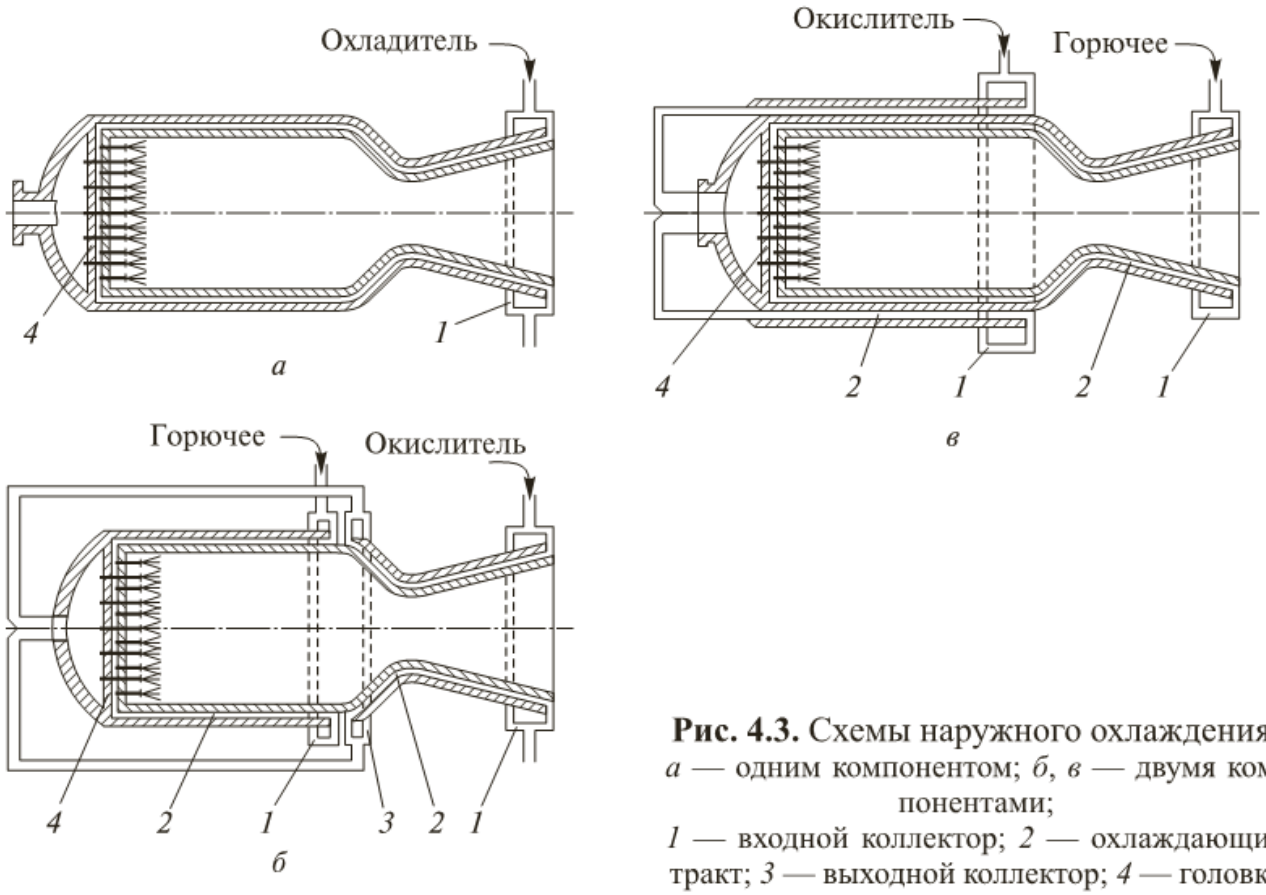


Рис. 4.3. Схемы наружного охлаждения:
а — одним компонентом; *б*, *в* — двумя компонентами;
1 — входной коллектор; *2* — охлаждающий тракт; *3* — выходной коллектор; *4* — головка

камеры сокращается при этом только пропорционально степени 2/3 суммарного расхода топлива. Таким образом, чем меньше номинальная тяга двигателя, тем больше отношение площади охлаждаемой поверхности камеры к ее объему. Кроме того, при уменьшении диаметра критического сечения $d_{кр}$ при прочих равных условиях нормальный к стенке конвективный тепловой поток $q_к$ согласно приведенной далее формуле (4.180) возрастает пропорционально $d_{кр}^{-0,13}$. Все это приводит к тому, что в камерах малых тяг в охладитель поступает бóльшая часть теплоты, выделяемой при сгорании топлива, чем в камерах больших тяг. Так, для камеры сгорания тягой порядка 5 кН, работающей на углеводородных горючих с кислородом или азотной кислотой, при $p_к = 2$ МПа количество теплоты, уходящей в охладитель, составляет приблизительно 2% от общего количества выделенной теплоты. Для двигателя ракеты А-4, имеющего тягу 0,25 МН, эта теплота составляет только 0,7%, т.е. чем больше тяга двигателя, тем легче осуществить наружное охлаждение камеры.

При сопоставимых тяге и давлениях чем больше скорость полного преобразования топлива в продукты сгорания, тем меньший объем камеры необходим для сгорания одного и того же количества топлива, а следовательно, тем меньшую площадь поверхности необходимо охладить. Отсюда и нижний предел минимальной тяги, при которой наружное охлаждение эффективно, тем меньше, чем меньше время преобразования. Для обычно применяемых топлив этот предел находится значительно ниже 5 кН. В то же время для медленно горящих топлив, требующих большего времени пребывания, наружное охлаждение может оказаться недостаточным даже при большей тяге.

При очень ограниченных количествах горючего и окислителя для охлаждения иногда применяют оба компонента. Один из них охлаждает сопло двигателя, а второй — камеру сгорания (рис. 4.3, *б*). Иногда второй компонент используется для снижения температуры компонента, непосредственно охлаждающего камеру двигателя, при этом он подогревается (рис. 4.3, *в*). Наружное охлаждение компонентами также может применяться и при использовании в качестве топлива паров низкокипящих компонентов (например, кислорода и водорода). Специфика такого наружного охлаждения заключается в том, что охладитель находится в жидком состоянии только на начальном участке охлаждающего тракта, основная же часть поверхности камеры охлаждается газообразным охладителем.

На рис. 8.7 (см. далее гл. 8) приведен пример упрощенной схемы охлаждения камеры низкокипящим компонентом — водородом. Жидкий водород поступает в насос и оттуда в охлаждающий тракт, где он испаряется, так что бóльшая часть поверхности камеры охлаждается газообразным водородом, который при этом нагревается до 200…250 К (см. § 4.13).

Кроме того, были проекты, в которых предлагалось охлаждать ЖРД больших тяг водой таким образом, чтобы в охлаждающем тракте вода нагревалась до температуры кипения [25]. Образующийся при этом пар поступает в турбину и используется для привода насосов, подающих компоненты.

Внутреннее охлаждение

При внутреннем охлаждении температура стенки $T_{ст.г}$ уменьшается вследствие защиты ее жидкостной пленкой или газовым слоем пониженной по сравнению с ядром температуры, создаваемой с внутренней стороны стенки. Такой слой обычно называют *пристеночным слоем*.

Если при наружном охлаждении задача сводится к тому, чтобы как можно эффективнее отбирать теплоту, поступающую в стенку, не защищенную от воздействия нагретых до высокой температуры газов, то при внутреннем охлаждении путем создания пристеночного слоя с более низкой температурой снижаются тепловые потоки в стенки камеры двигателя.

Температура газа в пристеночном слое снижается за счет искусственного обогащения этого слоя одним из компонентов, который в данном случае и является охладителем. В ЖРД без дожигания обычно таким компонентом является горючее, а в ЖРД с дожиганием защитным слоем может быть пристеночный слой с избытком окислителя.

Избыток компонента для создания пристеночного слоя подается или через форсунки, находящиеся по периферии головки, или через специальные пояса, которые могут быть расположены как непосредственно у головки камеры двигателя, так и в цилиндрической и сопловой частях камеры.

При подаче избытка горючего через периферийные форсунки (рис. 4.4, *а*) происходит смешение и горение компонентов у стенки при $\alpha \ll 1$ с образова-

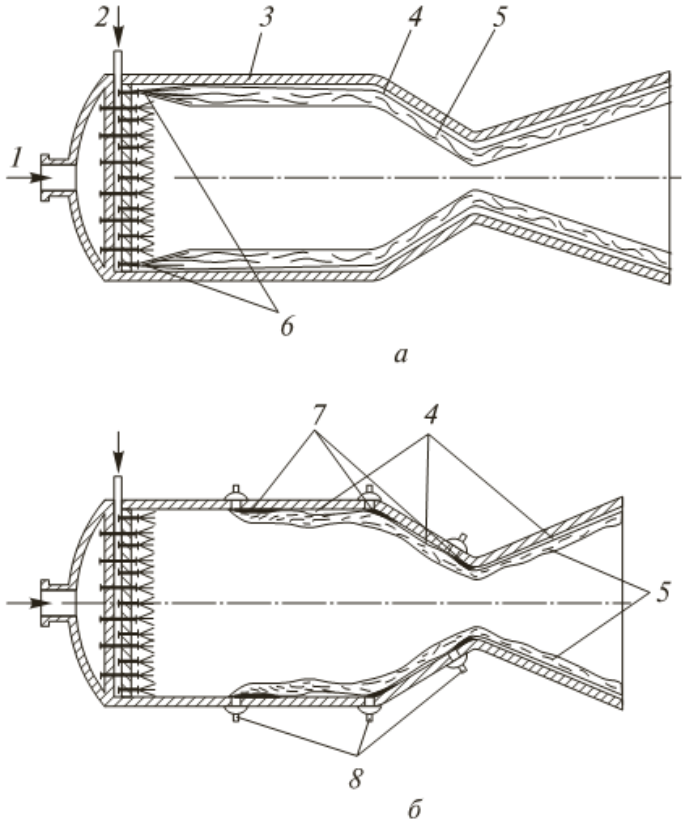


Рис. 4.4. Схемы создания пристеночного слоя для внутреннего охлаждения:
а — с помощью периферийных форсунок; *б* — с помощью трех поясов завесного охлаждения; *1* — окислитель; *2* — горючее; *3* — стенка камеры; *4* — пограничный слой; *5* — пристеночный слой; *6* — периферийные форсунки; *7* — жидкий охладитель; *8* — пояса

нием пристеночного слоя продуктов сгорания, который и защищает стенку от высоких тепловых потоков. Преимуществом такой организации внутреннего охлаждения является простота создания защитного пристеночного слоя без каких-либо усложнений конструкции камеры. Однако с увеличением длины камеры экономичность этого способа охлаждения снижается, так как чем дальше расположен участок стенки от головки, тем больше происходит размывание пристеночного слоя.

Для некоторых двигателей более экономично, но конструктивно более сложно, внутреннее охлаждение охладителем, подаваемым через специальные пояса (рис. 4.4, *б*).

При подаче жидкости через пояс охлаждения механизм защиты стенки от прогара можно представить следующим образом (рис. 4.5). Под воздействием высоких тепловых потоков жидкость испаряется и над слоем жидкости создается защитный слой из паров жидкости и продуктов сгорания (если в слое происходит реакция горения). Таким образом, получаются как бы два защитных слоя: жидкости и пара. Поступающая жидкость, увлекаемая с большой скоростью потоком продуктов сгорания, растекается по стенке камеры очень тонким слоем.

В результате испарения толщина парового слоя над жидкостью возрастает по направлению движения потока продуктов сгорания до участка, где жидкость испарится полностью. За этим участком происходит уже постепенное уменьшение толщины парового слоя вследствие перемешивания его с основным

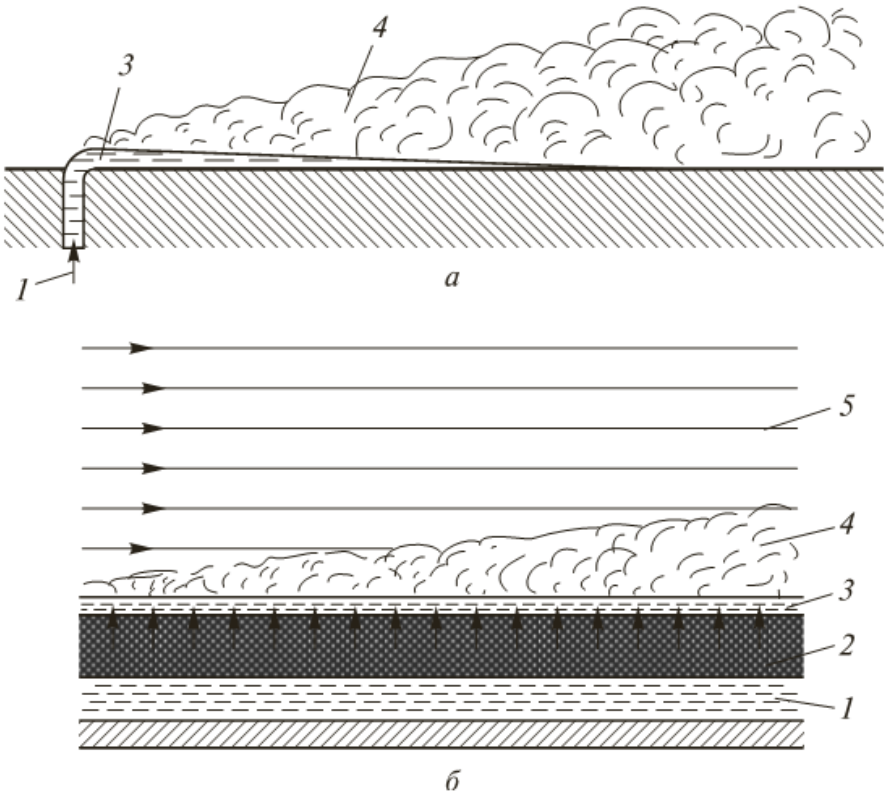


Рис. 4.5. Схема защитного действия внутреннего охлаждения:
а — подача через пояс охлаждения; *б* — транспирационное охлаждение;
1 — охладитель; *2* — пористая стенка; *3* — жидкостный слой; *4* — паровой защитный слой; *5* — поток продуктов сгорания подачи охладителя

потоком, т. е. размывания завесы, однако интенсивность размывания парового слоя относительно невелика, и поэтому защитное действие слоя сохраняется на относительно больших расстояниях.

Поскольку плотность пара охладителя во много раз меньше плотности жидкости, то и толщина парового слоя больше толщины слоя жидкости. Кроме того, так как теплопроводность пара во много раз меньше теплопроводности жидкости, термическое сопротивление парового слоя в несколько раз выше термического сопротивления жидкостного слоя. В результате совместного влияния этих двух факторов основным защитным слоем можно считать слой пара (или смеси пара с продуктами сгорания).

На рис. 4.6 приведены экспериментальные данные изменения тепловых потоков в различных сечениях по длине камеры ЖРД в зависимости от секундного расхода воды, подаваемой для внутреннего охлаждения.

Так, в сечении № 8 (критическое) при расходе воды до 1 г/с коэффициент теплоотдачи к стенкам камеры двигателя почти не изменяется, так как весь образовавшийся при этом пар смывается потоком газа. При дальнейшем увеличении расхода охлаждающей воды образуется паровая завеса и тепловые потоки к стенкам камеры заметно уменьшаются прямо пропорционально расходу охладителя на завесу. Однако при расходах охладителя выше 18 г/с дальнейшего

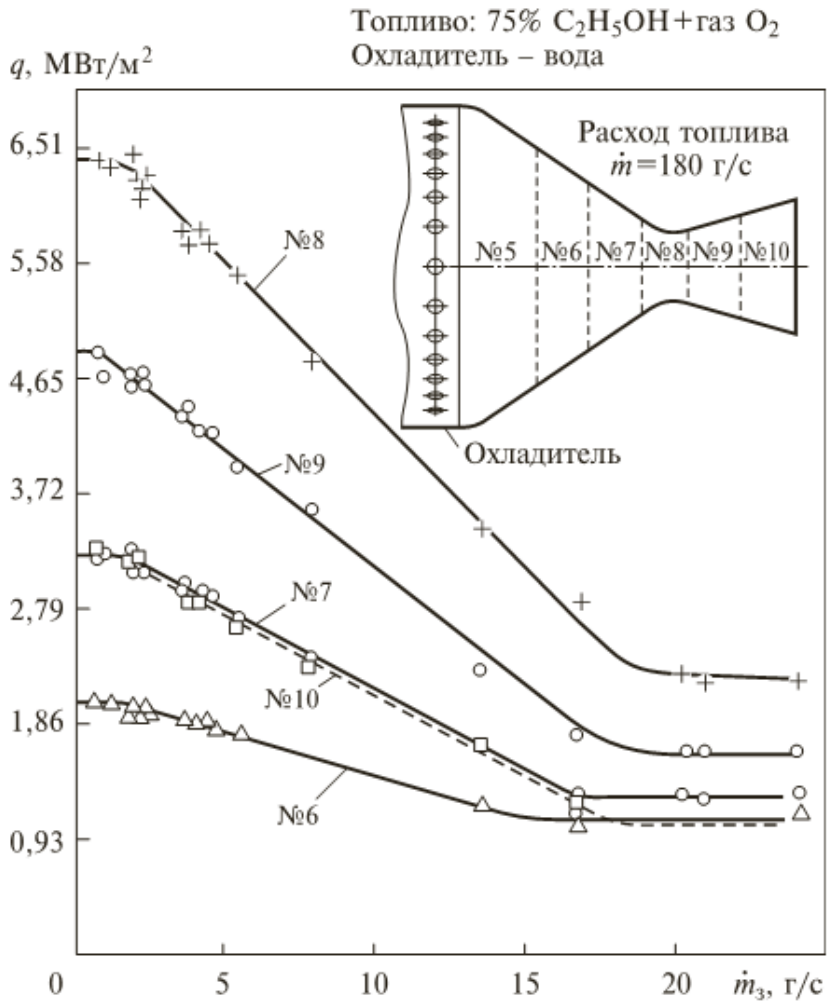


Рис. 4.6. Влияние внутреннего охлаждения на тепловой поток

заметного уменьшения тепловых потоков уже не происходит. Причина этого состоит в том, что как только жидкостная пленка достигла рассматриваемого участка и, таким образом, вся поверхность сопла от пояса подачи охлаждения до сечения № 8 оказалась покрытой жидкой пленкой, дальнейшее увеличение расхода охладителя не приводит к изменению площади поверхности жидкости, с которой происходит образование пара, защищающего данный участок стенки, а следовательно, и толщины парового защитного слоя над рассматриваемым участком. Это обусловливает лишь увеличение толщины жидкого слоя, что, как было сказано, существенного влияния на теплообмен не оказывает. Таким образом, основной задачей при организации внутреннего охлаждения является создание устойчивой паровой завесы у стенки.

Разновидностью внутреннего охлаждения является так называемое *транспирационное охлаждение*. В этом случае стенку камеры изготавливают из пористого материала и охладитель поступает через поры равномерно по всей поверхности камеры (см. рис. 4.5, *б*). В качестве охладителя в этом случае могут быть использованы как жидкость, так и газ. При пористом внутреннем охлаждении для создания надежной завесы требуется незначительное количество охладителя. Выполнять всю камеру из пористого материала нет необходимости, так как устойчивую паровую завесу можно создать и с помощью пористого пояса охлаждения.

Недостатком имеющихся пористых материалов является то, что при работе двигателя поры могут быстро засоряться. Поэтому очень трудно создать пористый материал с постоянным по времени гидравлическим сопротивлением на всей поверхности материала.

В известных конструкциях ЖРД внутреннее охлаждение осуществляется либо с помощью периферийных форсунок в головке ЖРД, либо с помощью специальных поясов охлаждения, выполненных в виде кольцевой щели или ряда отверстий на камере сгорания (рис. 4.7).

По-видимому, можно так организовать внутреннее охлаждение, что оно обеспечит работу камеры двигателя в течение необходимого времени без прогара. Однако при одном только внутреннем охлаждении потребуется подавать такое количество компонента-охладителя, что часть его останется несгоревшей и потери удельного импульса будут сравнительно высокими (см. § 3.6).



Рис. 4.7. Схемы поясов подачи внутреннего охлаждения:
а — пояс отверстий; *б* — щелевой пояс

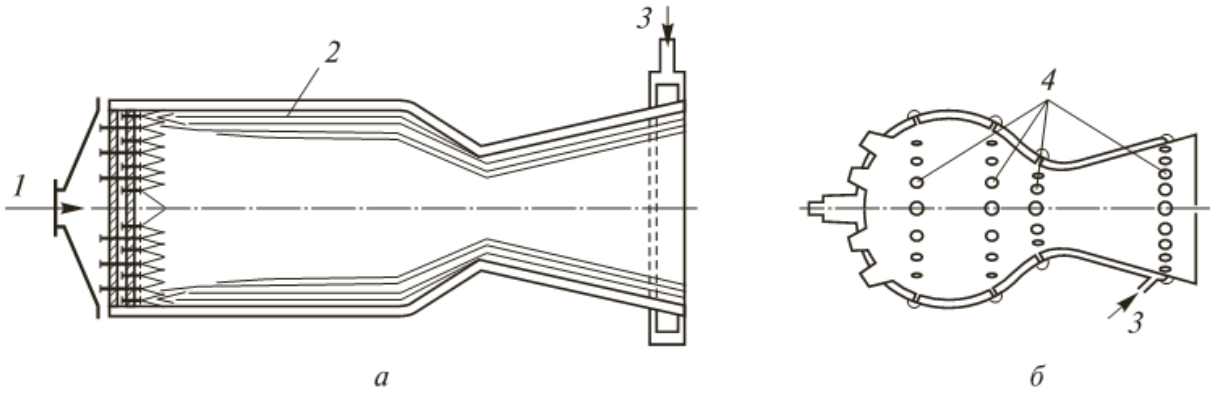


Рис. 4.8. Примеры схем смешанного охлаждения:
а — внутреннее охлаждение с помощью периферийных форсунок; *б* — внутреннее охлаждение с помощью поясов охлаждения;
1 — окислитель; *2* — пристеночный слой; *3* — горючее; *4* — пояса охлаждения

Поэтому наиболее целесообразно используемое в большинстве ЖРД сочетание внутреннего и наружного охлаждений — *смешанное охлаждение*.

Смешанное охлаждение позволяет при расходе на внутреннее охлаждение 1…3 % от общего расхода топлива организовать надежную защиту стенок камеры от прогара при сравнительно малых потерях удельного импульса. При этом используется организация внутреннего охлаждения как с помощью периферийных форсунок, так и путем установки поясов охлаждения (рис. 4.8).

Радиационное охлаждение

В сопле двигателя при больших значениях отношения $p_к/p_а$ происходит сильное уменьшение плотности и температуры продуктов сгорания, что, в свою очередь, приводит к значительному уменьшению конвективных и лучистых тепловых потоков. При этом охлаждение стенки можно обеспечить за счет отвода от нее теплоты излучением в окружающее пространство. Такое охлаждение называется *радиационным*.

При радиационном охлаждении температура стенки $T_{ст}$ может стать намного выше термодинамической температуры потока продуктов сгорания. С увеличением $T_{ст}$ возрастают лучистые тепловые потоки от стенки за счет увеличения как $T_{ст}$, так и степени черноты стенки $\varepsilon_{ст}$. В результате сильно возросшего излучения стенки в окружающую среду (или вакуум) будет происходить интенсивное охлаждение стенки. Кроме того, излучение от стенки к продуктам сгорания может стать больше излучения продуктов сгорания, при этом направление потока $q_л$ будет уже от стенки к газам, что также приведет к некоторому охлаждению стенки.

При радиационном охлаждении вследствие равновесия между подводом и отводом от стенки теплоты устанавливается определенная *равновесная температура стенки* $T_{ст.р}$. Если величина $T_{ст.р}$ не превышает допустимых значений температур для данного материала, то возможно чисто радиационное охлаждение стенки. При значениях $T_{ст.р}$, бóльших, чем допустимые, необходима дополнительная защита стенок с помощью внутреннего охлаждения или термостойких покрытий (подробно о радиационном охлаждении см. § 4.13).

Абляционное охлаждение

Абляцией называют процессы испарения (или сублимации), плавления, горения и разрушения поверхностного слоя тела, сопровождающиеся уносом массы вещества.

В ЖРД большое распространение получило *абляционное охлаждение*, при котором защита стенок от прогара осуществляется путем нанесения на внутреннюю поверхность аблирующих покрытий.

Поскольку при абляционном охлаждении происходит унос массы защитного покрытия, иногда такое охлаждение называют также *охлаждением путем уноса массы*. Абляционное охлаждение весьма эффективно и широко применяется для защиты от прогара камер двигателей верхних ступеней и насадков высотных сопел.

Однако при длительной работе ЖРД масса теплозащитного материала должна быть довольно значительной, что является серьезным недостатком этого способа. Вторым недостатком абляционного охлаждения является изменение формы камеры и сопла вследствие уноса массы, а иногда и вследствие отслаивания и выкрошивания материала.

Другие способы защиты стенок камеры двигателя от прогара

Весьма эффективным способом защиты стенок камер ЖРД от прогара может явиться нанесение на «огневую» стенку *термостойких покрытий*. Еще К. Э. Циолковский предлагал обкладывать внутренние стенки камеры двигателя графитом, вольфрамом или другими жаростойкими материалами.

На рис. 4.9 показана камера сгорания ОРМ-9, разработанная в 1930 г., на которой проводилась отработка керамической теплоизоляции на основе оксидов циркония и магния. В сопловой части камеры была сделана медная вставка для аккумуляции теплоты.

Для камер ЖРД длительного действия (порядка нескольких минут) весьма возможно *комбинированное охлаждение* — сочетание тонкослойных термостойких покрытий (0,1…0,4 мм), например на основе карбида вольфрама или диоксида циркония, и проточного наружного охлаждения.

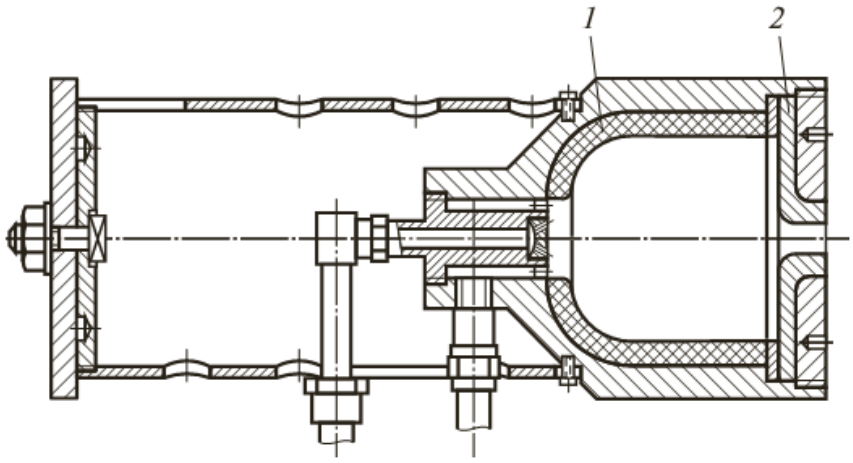


Рис. 4.9. Камера сгорания двигателя ОРМ-9:
1 — керамическое покрытие; *2* — медная вставка для аккумуляции теплоты

При комбинированном охлаждении можно обойтись без внутреннего охлаждения и связанных с ним потерь удельного импульса, однако трудно удовлетворить жестким требованиям к покрытию, предъявляемым условиями работы ЖРД. Покрытие должно обладать высокой температурой плавления, стойкостью к тепловым ударам, низкой теплопроводностью, а также иметь низкий коэффициент линейного расширения, близкий к коэффициенту линейного расширения основного материала, хорошую адгезию к материалу камеры и удовлетворительные антикоррозийные свойства.

В табл. 4.1 приведены теплофизические свойства некоторых тугоплавких материалов.

Таблица 4.1

Теплофизические свойства тугоплавких материалов (при нормальных условиях)

Материал	Символ	Плотность, $кг/м^3$	Температура плавления, °C	Коэффициент теплопроводности, $Вт/(м \cdot К)$	Коэффициент линейного расширения, $10^6, К^{-1}$	Теплоемкость, 10^{-3}, $Дж/(кг \cdot К)$	Модуль упругости, 10^{-10}, $Н/м^2$
Вольфрам	W	19350	3420	174	4,44	0,134	39,3
Графит (прессованный)	C	1400…1960	3500	75…290	7…10	—	—
Графит (чистый)	C	2280	3500	до 350	—	0,712	0,59…0,785
Оксид циркония	ZrO_2	5580	2900	1,63…1,98	10	—	—
Карбид тантала	TaC	14400	3985	22,1	—	—	—
Карбид титана	TiC	4920	3257	16,7	4,1	0,197	33,8
Карбид циркония	ZrC	6730	3530	20,5	6,3	—	34,8
Молибден	Mo	10220	2620	137	5,1	0,264	33
Оксид алюминия	$A1_2O_3$	3970	2046	27,9…30,2	8,8	—	—
Оксид магния	MgO	3580	2825	34,9	13,5	—	—
Тантал	Ta	16654	2996	58	6,57	0,138	18,65

Комбинированное охлаждение часто происходит в существующих ЖРД самопроизвольно в результате осаждения сажи на внутренней стенке камеры; замечено, что при этом охлаждение камеры двигателя улучшается.

Защиту стенок камеры от прогара в течение определенного времени можно также обеспечить, применяя материалы с высокой теплопроводностью. В этом случае теплота, поступающая к стенкам камеры, ввиду хорошей их теплопроводности быстро распространяется по всему материалу, поглощается за счет теплоемкости и таким образом как бы аккумулируется в стенках камеры. Поэтому такой способ называют *защитой с помощью аккумуляции тепла*, или *емкостным охлаждением*.

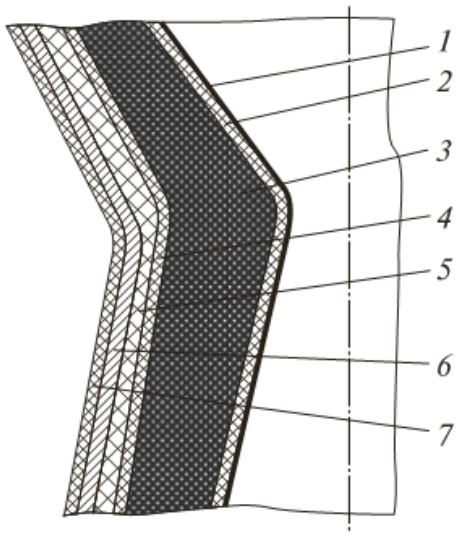


Рис. 4.10. Стенка неохлаждаемого сопла:
1 — вольфрам; *2* — карбидный слой; *3* — графит; *4* — керамика; *5* — пластмасса; *6* — металлический каркас; *7* — обмотка из пластмассовых нитей

Использование аккумуляции теплоты целесообразно при таких условиях работы двигателя, когда за кратковременной работой следует продолжительный период охлаждения.

Для обеспечения работоспособности неохлаждаемой камеры двигателя в течение длительного времени (60…100 с) часто используют сочетание термостойких покрытий с аккумулирующими тепломатериалами. На рис. 4.10 приведен пример конструкции стенки сопловой части неохлаждаемой камеры двигателя.

Внутренняя (огневая) стенка *1* изготовлена из тонкого слоя вольфрама, выдерживающего высокие температуры (до 2700…3300 К), и выполняет только функцию термостойкого защитного покрытия. Графитовый слой *3* является основным аккумулирующим слоем. Промежуточный карбидный слой *2* служит для предотвращения диффузии углерода в вольфрамовую оболочку и не допускает скопления газа между термостойкой стенкой и теплопоглощающим слоем. Керамический слой *4* и пластмассовый слой *5* являются теплоизолирующими слоями для защиты основного металлического каркаса *6*, несущего силовую нагрузку. Снаружи стенка имеет еще обмотку из пластмассовых нитей *7*. Для неохлаждаемых участков камеры или сопла исследуется также возможность применения *пористых материалов с наполнителем* из легкоплавких материалов. Под воздействием высоких тепловых потоков наполнитель испаряется и как бы выпотевает из пор; при этом у стенки образуется защитная завеса охлаждения.

4.3. Процесс конвективной теплоотдачи от газа к стенке

Динамический и тепловой пограничные слои

При движении сжимаемой жидкости с высокой скоростью вдоль стенки камеры сгорания и сопла ЖРД на поверхности стенки образуются динамический и тепловой пограничные слои (рис. 4.11).

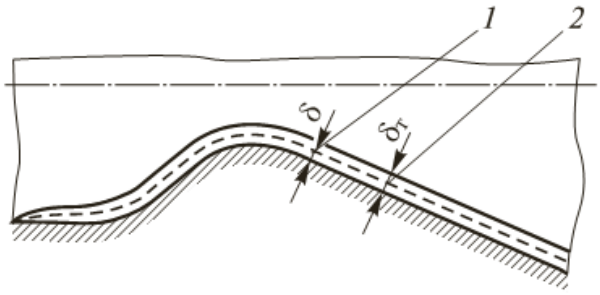


Рис. 4.11. Пограничные слои:
1 — динамический; *2* — тепловой

В *динамическом пограничном слое* под действием сил вязкости скорость движения потока уменьшается от скорости в ядре потока до нуля вблизи стенки, где газ как бы «прилипает» к ней. В *тепловом пограничном слое* изменяется температура газа от значений в ядре потока до значений у стенки $T_{г.ст}$. В зависимости от того, имеется отвод теплоты от поверхности стенки или нет (теплоизолированная стенка), характер изменения температуры различен. При полностью теплоизолированной стенке (иногда ее называют *непроницаемой*) величина $T_{г.ст}$ в идеальном случае будет равна температуре торможения ядра потока $T_{0\infty}$ (рис. 4.12). При отводе теплоты от стенки температура $T_{г.ст}$ будет ниже $T_{0\infty}$, что определяется интенсивностью теплоотвода от поверхности внутрь стенки.

В общем случае толщина теплового пограничного слоя $\delta_т$ может быть большей, меньшей или равной толщине динамического слоя δ.

В пограничном слое может иметь место как ламинарное, так и турбулентное течение. Соответственно, мы будем иметь ламинарный или турбулентный пограничный слой. При скоростях потока, обычных для ЖРД, на стенках камеры и сопла образуется турбулентный пограничный слой. При этом на главное движение как бы накладывается неупорядоченное пульсационное движение, так что в каждой данной точке параметры потока (скорость, давление и т. д.) не остаются постоянными во времени, а часто и неравномерно изменяются вдоль и поперек потока. В результате происходит перемещение и перемешивание частиц жидкости (или газа). Эти перемещающиеся частицы обычно называют *турбулентными молями*, или *молями жидкости*. Хотя величина пульсаций параметров потока незначительна и составляет всего несколько процентов от их средних значений, на процессы трения и теплообмена пульсации оказывают существенное влияние.

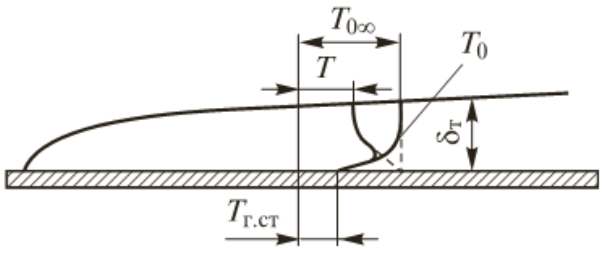


Рис. 4.12. Изменение термодинамической температуры T и температуры торможения T_0 по толщине теплового пограничного слоя:
- - - - — для теплоизолированной стенки; ——— — при отводе теплоты от стенки

Осредненное и пульсационное движение

Вследствие сложности пульсационного движения строгий теоретический расчет параметров турбулентного течения невозможен, и поэтому закономерности его исследуются для осредненных по времени величин, характеризующих это течение. При этом турбулентное течение рассматривают как состоящее из двух видов движения: *осредненного* и *пульсационного*. Таким образом, если, например, в данной точке средняя по времени скорость равна $\langle w \rangle$, а пульсационная скорость равна w', то скорость в данной точке за время τ определяется по формуле

$$w = \langle w \rangle + w', \tag{4.8}$$

где

$$\langle w \rangle = \frac{1}{\tau} \int_{\tau_0}^{\tau_0+\tau} w dt. \tag{4.9}$$

Аналогично, все остальные параметры потока также можно представить через осредненные и пульсационные значения.

Дополнительные (кажущиеся) турбулентные напряжения трения и перенос теплоты

Наличие пульсационных скоростей влияет на осредненное движение таким образом, что в нем как бы увеличивается сопротивление деформации, т. е. возникает некоторая *дополнительная*, кажущаяся, вязкость. Действительно, если рассмотреть в пограничном слое линию, параллельную оси s (рис. 4.13), то составляющая по оси y потока импульса через единичную площадку в единицу времени определяется следующим образом:

$$J_y = \rho w v, \tag{4.10}$$

где w и v — компоненты скорости соответственно по оси s и y. Проведя осреднение скоростей, получим

$$J_y = \rho\left(\langle w \rangle + w'\right)\left(\langle v \rangle + v'\right) = \rho\left(\langle w \rangle \langle v \rangle + \langle v \rangle w' + \langle w \rangle v' + w'v'\right).$$

Среднее значение потока импульса будет равно

$$\langle J_y \rangle = \rho\left(\langle\langle w \rangle\langle v \rangle\rangle + \langle\langle v \rangle w'\rangle + \langle\langle w \rangle v'\rangle + \langle w'v' \rangle\right). \tag{4.11}$$

Поскольку согласно правилам осреднения

$$\langle\langle v \rangle w'\rangle = \langle\langle w \rangle v'\rangle = 0, \qquad \langle\langle w \rangle\langle v \rangle\rangle = \langle w \rangle\langle v \rangle, \tag{4.12}$$

то

$$\langle J_y \rangle = \rho \langle w \rangle \langle v \rangle + \rho \langle w'v' \rangle, \tag{4.13}$$

т. е. за счет пульсаций поток количества движения изменяется на величину $\rho \langle w'v' \rangle$, которая эквивалентна касательному напряжению. Следовательно, дополнительное турбулентное (или кажущееся) напряжение за счет пульсаций имеет вид

$$\tau_т = -\rho \langle w'v' \rangle. \tag{4.14}$$

Это напряжение имеет положительное направление по оси s, в чем можно убедиться из следующих рассуждений. Частицы жидкости, попадающие снизу вследствие поперечных пульсаций в элемент ($v' > 0$), движутся из области с меньшей осредненной скоростью $\langle w \rangle$ и поэтому вызывают отрицательную пульсацию w'. Наоборот, частицы, приходящие в элемент сверху ($v' < 0$), т. е. имеющие бóльшую величину $\langle w \rangle$, вызывают положительную пульсацию w'; следовательно, произведение $w'v'$ всегда имеет отрицательный знак, а дополнительное турбулентное напряжение $\tau_т = -\rho \langle w'v' \rangle$ всегда положительно, т. е. имеет такой же знак, как и ламинарное напряжение

$$\tau_л = \mu \frac{dw}{dy}. \tag{4.15}$$

Полное касательное напряжение трения τ можно представить в виде суммы двух слагаемых, выражающих ламинарное и турбулентное трение:

$$\tau = \mu \frac{dw}{dy} - \rho \langle w'v' \rangle. \tag{4.16}$$

Наряду с дополнительным напряжением трения при турбулентном движении за счет пульсаций возникает также и дополнительный перенос теплоты.

Поскольку механизмы переноса теплоты и импульса аналогичны, то, не повторяя изложенных выше рассуждений, выражение для *дополнительного конвективного* теплового потока запишем в виде

$$q_{к.т} = -\rho c_p \langle v'T_0' \rangle, \tag{4.17}$$

где T_0' — пульсация температуры торможения; c_p — теплоемкость.

Как известно, конвективный теплопоток при ламинарном движении (при $\mathrm{Pr} = \mu c_p / \lambda = 1$) имеет вид

$$q_{к.л} = \mu c_p \frac{dT_0}{dy} = \lambda \frac{dT_0}{dy}. \tag{4.18}$$

Полный тепловой поток, обусловленный ламинарными процессами и турбулентным перемешиванием, можно выразить в виде суммы двух слагаемых (4.17) и (4.18):

$$q_к = q_{к.л} + q_{к.т} = \mu c_p \frac{dT_0}{dy} - \rho c_p \langle v'T_0' \rangle = \lambda \frac{dT_0}{dy} - \rho c_p \langle v'T_0' \rangle. \tag{4.19}$$

Выражение дополнительного напряжения трения и переноса теплоты через длину пути перемешивания

По аналогии с молекулярным трением дополнительное напряжение трения имеет вид

$$\tau_т = -\rho \langle w'v' \rangle = \mu_т \frac{\partial \langle w \rangle}{\partial y} = \rho \nu_т \frac{\partial \langle w \rangle}{\partial y}, \tag{4.20}$$

где $\nu_т = \mu_т / \rho$ — кажущаяся кинематическая вязкость.

Для вычисления $\nu_т$ Л. Прандтль предложил следующую упрощенную схему течения. Рассмотрим на рис. 4.13 два слоя жидкости, находящихся на расстоянии Δy друг от друга. Тогда турбулентный моль, перемещающийся вследствие пульсации из одного слоя в другой, сохраняет на некотором расстоянии составляющую количества движения в направлении оси s. Это расстояние, на котором моль жидкости сохраняет свои свойства в направлении оси s, называется *длиной пути перемешивания* и обозначается обычно l. Таким образом, если $\Delta y = l$, то частицы, поступившие из нижнего слоя в верхний, сохраняют горизонтальную составляющую скорости w_1. Разность между средней скоростью в точке y_2 и средней скоростью поступивших сюда частиц из нижнего слоя даст в этом месте пульсацию скорости

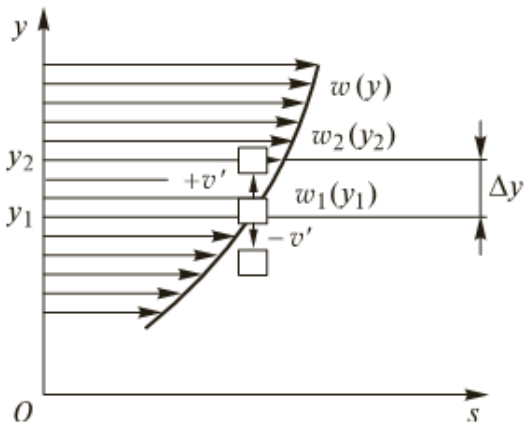


Рис. 4.13. Перенос импульсов при турбулентных пульсациях

$$w' = \Delta w_1 = \langle w_2 \rangle - \langle w_1 \rangle. \tag{4.21}$$

Если l мало, то $\Delta w_1 = l\,\partial \langle w \rangle / \partial y$, и тогда

$$w' = l \frac{\partial \langle w \rangle}{\partial y}. \tag{4.22}$$

Предполагая равными пульсации $v' \approx w'$, можно выразить $\tau_т$ в виде

$$\tau_т = -\rho \langle w' v' \rangle = \rho l^2 \left(\frac{\partial \langle w \rangle}{\partial y} \right)^2. \tag{4.23}$$

Аналогично через длину пути перемешивания можно выразить и $q_{к.т}$. Принимая в уравнении (4.17) $v' = l\partial \langle w \rangle / \partial y$, $T_0' = l_1 \partial \langle T_0 \rangle / \partial y$, где l_1 — длина пути перемешивания для энергии, и полагая $l \sim l_1$, получаем

$$q_{к.т} = -\rho c_p \langle v' T_0' \rangle = \rho c_p l^2 \frac{\partial \langle w \rangle}{\partial y} \frac{\partial \langle T_0 \rangle}{\partial y}. \tag{4.24}$$

Структурная схема турбулентного пограничного слоя

Структурная схема турбулентного пограничного слоя представлена на рис. 4.14. Начальный участок его является ламинарным. По мере возрастания толщины пограничного слоя ламинарный слой становится турбулентным. Предельная толщина слоя $\delta_{кр}$ и длина ламинарного участка $l_л$ зависят от параметров пограничного слоя, числа M, состояния поверхности стенки и критического значения числа Re.

Под возникшим турбулентным пограничным слоем у стенки остается тонкий слой, в котором сохраняется ламинарное движение. Этот слой называется

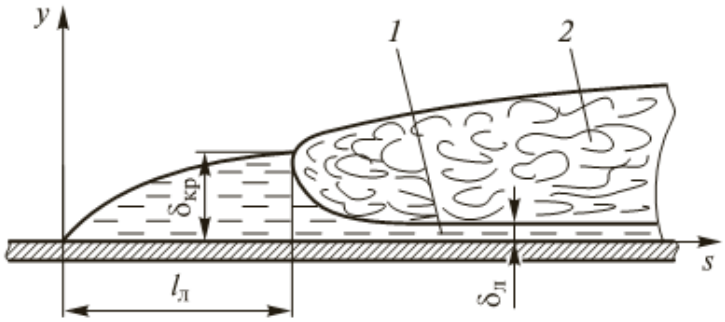


Рис. 4.14. Структурная схема турбулентного пограничного слоя:
1 — ламинарный подслой; *2* — турбулентный слой

ламинарным подслоем. Толщина ламинарного подслоя $\delta_л$ определяется критическим значением комплекса

$$\chi^2 = \frac{w_л \delta_л \rho_л}{\mu_л}, \tag{4.25}$$

где $w_л$, $\rho_л$ и $\mu_л$ — соответственно скорость, плотность и динамическая вязкость на границе ламинарного подслоя.

Для несжимаемой жидкости опытное значение χ равно 11,5.

При рассмотрении уравнений, характеризующих величины напряжения трения (4.16) и конвективного теплового потока (4.19) для данной схемы пограничного слоя, отметим, что в турбулентной части слоя значение первых членов в указанных уравнениях мало́ по сравнению со значениями вторых слагаемых. И наоборот, в ламинарном подслое напряжение трения и конвективный тепловой поток определяются только первыми слагаемыми, так как здесь из-за отсутствия турбулентного перемешивания вторые слагаемые теряют смысл.

Учет влияния диссоциации

Как отмечено выше, в турбулентном пограничном слое теплота передается за счет перемещения молей из участков с большей температурой в более холодные слои. Процесс теплообмена в условиях камеры ЖРД усложняется тем, что теплоотдача к стенке происходит от высокотемпературного потока *диссоциированных* продуктов сгорания. Поэтому при перемещении молей переносится не только физическое тепло, но и запас энергии, содержащейся в этих диссоциированных продуктах сгорания. При охлаждении в моле происходят реакции рекомбинаций, сопровождающиеся дополнительным выделением теплоты. Это еще более интенсифицирует процесс теплообмена. Если считать, что в пограничном слое состав продуктов сгорания остается равновесным, то общее количество переносимой молем энергии можно оценить изменением полной энтальпии этого моля в крайних точках его пути. При этом энтальпию удобно относить не к одному молю, а к единице массы продуктов сгорания. Таким образом, при наличии химических реакций роль температуры будет играть полная удельная энтальпия h (Дж/кг):

$$h = \sum_i h_i g_i,$$

где h_i — полная энтальпия i-го компонента; g_i — массовая доля i-го компонента,

$$h_i(T_1) = h_{i\,\text{хим}} + \int_{T_\text{н}}^{T_1} c_{p\,i}\,dT + \Delta h_{i\,\text{прев}},$$

здесь $h_{i\ \text{хим}}$ — химическая энергия; $T_\text{н}$ — начальное значение температуры выбранной системы отсчета; $\Delta h_{i\ \text{прев}}$ — изменение энтальпии при фазовых или полиморфных превращениях при изменении температуры от $T_\text{н}$ до T_1.

Выражение, определяющее общий конвективный тепловой поток, обусловленный ламинарными процессами и турбулентным перемешиванием при наличии химических реакций, запишется аналогично выражению (4.19) в виде

$$q_\text{к} = \frac{\lambda}{c_p}\frac{dh_0}{dy} - \rho\left\langle v'h_0'\right\rangle, \tag{4.26}$$

где h_0 — полная удельная энтальпия заторможенного потока, а h_0' — ее пульсация.

Наличие реакций диссоциации или рекомбинаций, следующих за изменением температур и давлений в пограничном слое, сильно затрудняет задачу осреднения уравнения состояния и величины $h = h(T, \rho)$, так как газовая постоянная $R_\text{г}$ зависит от состава продуктов сгорания, который также является функцией температуры и давления. Поэтому при осреднении уравнения состояния необходимо дополнительно рассматривать вопрос о том, совпадает ли состав газа, определенный при средней температуре, со средним составом газа в данной точке пограничного слоя.

Чтобы упростить задачу, В.М. Иевлев предложил ввести понятие *эффективной температуры* $T_\text{эф}$, определяемой из условия

$$T_\text{эф} = \frac{R_\text{г}T}{R_\text{г.н}}, \tag{4.27}$$

где T и $R_\text{г}$ — температура и газовая постоянная диссоциированного газа; $R_\text{г.н}$ — газовая постоянная недиссоциированных продуктов сгорания топлива того же начального состава.

Поскольку очевидно, что $R_\text{г.н} \le R_\text{г}$, то $T_\text{эф} \ge T$.

Таким образом, используя при проведении всех расчетов более высокую эффективную температуру $T_\text{эф}$, мы как бы учитываем интенсификацию теплообмена в пограничном слое потока диссоциированных продуктов сгорания, имеющую место за счет протекания реакций рекомбинаций. При этом теплоемкость имеет вид

$$c_{p\,\text{эф}} = \frac{dh}{dT_\text{эф}}. \tag{4.28}$$

Эффективная температура торможения газа, имеющего температуру $T_\text{эф}$, вычисляется по формуле

$$T_{\text{эф}\,0} = T_\text{эф} + r_\text{в}\frac{w^2}{2c_{p\ \text{эф.ср}}}, \tag{4.29}$$

где $c_{p\ \text{эф.ср}}$ — средняя теплоемкость в диапазоне температур $T_\text{эф}$—$T_{\text{эф}\,0}$; $r_\text{в}$ — коэффициент восстановления.

4.4. Интегральные соотношения энергии и импульсов для пограничного слоя

Исходные уравнения

Уравнения турбулентного пограничного слоя при осесимметричном течении газа имеют следующий вид.

1. *Уравнение неразрывности*

$$\frac{\partial(r\rho w)}{\partial s}+\frac{\partial(r\rho v)}{\partial y}=0. \tag{4.30}$$

2. *Уравнение движения*

$$\rho w\frac{\partial w}{\partial s}+\rho v\frac{\partial w}{\partial y}=-\frac{dp}{ds}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\tau)}{\partial y}, \tag{4.31}$$

где

$$\tau=\mu\frac{\partial w}{\partial y}-\rho\left\langle w'v'\right\rangle. \tag{4.32}$$

3. *Уравнение энергии*

$$\rho w\frac{\partial h_0}{\partial s}+\rho v\frac{\partial h_0}{\partial y}=\frac{1}{r}\frac{\partial(rq_к)}{\partial y}, \tag{4.33}$$

где

$$q_к=\frac{\lambda}{c_p}\frac{\partial h_0}{\partial y}-\rho\left\langle v'h_0'\right\rangle.$$

4. *Уравнение состояния с учетом условия* (4.27):

$$p=\rho R_{г.н}T_{эф}. \tag{4.34}$$

5. *Уравнения, выражающие зависимость коэффициентов динамической вязкости и теплопроводности от температуры*:

$$\mu=C_\mu(T_{эф})^{n_\mu},\qquad \lambda=C_\lambda(T_{эф})^{n_\lambda}, \tag{4.35}$$

где C_μ, C_λ, n_μ и n_λ — эмпирические коэффициенты.

Здесь r — кратчайшее расстояние от оси камеры сгорания до данной точки внутри пограничного слоя; w и v — проекции осредненной скорости на осях s и y; τ — напряжение от силы трения на площадке, перпендикулярной оси y; $q_к$ — нормальный к стенке конвективный тепловой поток; h_0 и h_0' — полная удельная энтальпия торможения и ее пульсационное значение; s — расстояние по образующей камеры сгорания и сопла; y — расстояние по нормали к поверхности.

Граничные условия следующие.

1. При $y=0$ (у стенки) имеем

$$r=R,\quad w=v=0,\quad T_{эф}=T_{эф0}=T_{ст.г},\quad q_к=q_{ст},\quad \tau=\tau_{ст}.$$

2. При $y = \delta$ имеем $w = w_\infty$, $\tau = 0$, w_∞ — скорость в ядре потока.

3. При $y = \delta_т$ имеем $q_к = 0$, $h_0 = h_{0\infty}$, где $h_{0\infty}$ — полная энтальпия торможения ядра потока. Считаем $h_{0\infty}$ постоянной вдоль камеры и сопла, значения $w_\infty(s)$ и $T_{ст.г}(s)$ — известными, так как $w_\infty(s)$ известна из расчета, а $T_{ст.г}(s)$ обычно задается.

4. Условия при $s = 0$ будут рассмотрены ниже.

Интегральные соотношения энергии и импульсов для пограничного слоя

Основываясь на исходных уравнениях (4.30)–(4.35), выведем интегральное соотношение энергии для пограничного слоя*.

Умножив уравнение (4.30) на h_0, уравнение (4.33) на r и сложив результаты, получим

$$\frac{\partial(r\rho w h_0)}{\partial s} + \frac{\partial(r\rho v h_0)}{\partial y} = \frac{\partial(r q_к)}{\partial y}. \tag{4.36}$$

Умножим уравнение (4.30) на полную энтальпию торможения ядра потока $h_{0\infty}$. Поскольку $h_{0\infty}$ не зависит от s и y, то

$$\frac{\partial(r\rho w h_{0\infty})}{\partial s} + \frac{\partial(r\rho v h_{0\infty})}{\partial y} = 0. \tag{4.37}$$

Вычитая из выражения (4.37) равенство (4.36) и вводя обозначения $\Delta h_0 = h_0 - h_{ст}$, $\Delta h_{0\infty} = h_{0\infty} - h_{ст}$ (где $h_{ст}$ — полная энтальпия газа при $T_{ст.г}$ и давлении p в данном сечении), получим

$$\frac{\partial}{\partial s}\left[r\rho w\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[r\rho v\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right)\right] = -\frac{\partial(r q_к)}{\partial y}. \tag{4.38}$$

Интегрируем уравнение (4.38) в пределах толщины теплового пограничного слоя $\delta_т$:

$$\int_0^{\delta_т} \frac{\partial}{\partial s}\left[r\rho w\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right)\right] dy + \int_0^{\delta_т} \frac{\partial}{\partial y}\left[r\rho v\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right)\right] dy = -\int_0^{\delta_т} \frac{\partial(r q_к)}{\partial y} dy. \tag{4.39}$$

При принятых нами граничных условиях второй член левой части уравнения (4.39) равен нулю, а правая часть равна $Rq_{ст}$, откуда имеем

$$\int_0^{\delta_т} \frac{\partial}{\partial s}\left[r\rho w\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right)\right] dy = Rq_{ст},$$

или

$$\frac{d}{ds}\int_0^{\delta_т} r\rho w\left(\Delta h_{0\infty} - \Delta h_0\right) dy = Rq_{ст}. \tag{4.40}$$

---

* Вывод интегральных уравнений, решение их, анализ и получение зависимостей для определения $q_к$ проводятся на основе работ [14, 15].

Приведем уравнение (4.40) к безразмерному виду, для чего разделим и умножим его на соответствующие не зависящие от y характерные величины: расстояние от оси до стенки R, плотность на границе ламинарного подслоя $\rho_л$ и скорость в ядре w_∞. Кроме того, обе части уравнения (4.40) разделим на $\mu_{эф0\infty}$ — коэффициент вязкости газа при эффективной температуре торможения ядра потока $T_{эф0\infty}$, тогда

$$\frac{d}{ds}\left[\frac{R\rho_л w_\infty \Delta h_{0\infty}}{\mu_{эф0\infty}}\int_0^{\delta_т}\frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}\frac{w}{w_\infty}\left(1-\frac{\Delta h_0}{\Delta h_{0\infty}}\right)dy\right]=\frac{Rq_{ст}}{\mu_{эф0\infty}}. \tag{4.41}$$

Величину

$$\delta_т^{**}=\int_0^{\delta_т}\frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}\frac{w}{w_\infty}\left(1-\frac{\Delta h_0}{\Delta h_{0\infty}}\right)dy \tag{4.42}$$

принято называть *толщиной потери энергии*.

Представим число $\mathrm{Re}_т^{**}$ в виде

$$\mathrm{Re}_т^{**}=\frac{\rho_л w_\infty \delta_т^{**}}{\mu_{эф0\infty}}. \tag{4.43}$$

Подставляя выражения (4.42) и (4.43) в уравнение (4.41), получим

$$\frac{d}{ds}\left(\mathrm{Re}_т^{**}R\Delta h_{0\infty}\right)=\frac{Rq_{ст}}{\mu_{эф0\infty}}. \tag{4.44}$$

Дифференцируя и умножая обе части этого уравнения на $L/(R\Delta h_{0\infty})$, где L — произвольно выбранный характерный размер, имеем

$$\frac{d\,\mathrm{Re}_т^{**}}{d\bar{s}}+\mathrm{Re}_т^{**}\frac{d(\ln\bar{R})}{d\bar{s}}+\mathrm{Re}_т^{**}\frac{d\left(\ln\Delta h_{0\infty}\right)}{d\bar{s}}=\frac{q_{ст}L}{\mu_{эф0\infty}\Delta h_{0\infty}}, \tag{4.45}$$

где $\bar{s}=s/L$, $\bar{R}=R/L$.

Поскольку мы свободны в выборе характерного размера, то в дальнейшем примем в качестве L диаметр критического сечения $d_{кр}$.

Тогда в уравнении (4.45)

$$\bar{s}=\frac{s}{d_{кр}},\qquad \bar{R}=\frac{R}{d_{кр}}.$$

Чтобы привести уравнение (4.45) к более удобному для интегрирования виду, образуем безразмерные комплексы:

$$\mathrm{Re}_{w_{\max}}=\frac{d_{кр}\rho_{0\infty}w_{\max}}{\mu_{эф0\infty}}, \tag{4.46}$$

$$A_{\text{т}}^2 = \frac{\rho_{0\infty} w_\infty \dfrac{p}{p_{0\infty}} \Delta h_{0\infty}}{q_{\text{ст}}}, \tag{4.47}$$

$$\beta_w = \frac{w_\infty}{w_{\max}}, \tag{4.48}$$

где $p_{0\infty}$ и $\rho_{0\infty}$ — давление и плотность заторможенного ядра потока; $w_{\max}$ — максимально возможная скорость ядра потока при расширении до $p_{\text{а}} = 0$;

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2}{r_{\text{в}}} c_{p\,\text{эф.ср}\infty} T_{\text{эф}0\infty}}, \tag{4.49}$$

где $c_{p\,\text{эф.ср}\,\infty}$ — средняя теплоемкость в интервале температур $T_{\text{эф}\infty}$—$T_{\text{эф}0\infty}$.

Считая $d_{\text{кр}}$ характерным размером и подставив выражения (4.46) и (4.47) в уравнение (4.45), получим интегральное соотношение энергии

$$\frac{d\,\text{Re}_{\text{т}}^{**}}{d\bar{s}} + \text{Re}_{\text{т}}^{**} \frac{d(\ln \bar{R})}{d\bar{s}} + \text{Re}_{\text{т}}^{**} \frac{d\left(\ln \Delta h_{0\infty}\right)}{d\bar{s}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{A_{\text{т}}^2} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}}. \tag{4.50}$$

Проведя аналогичные преобразования уравнений (4.30) и (4.31), получим интегральное соотношение импульсов

$$\frac{d\,\text{Re}^{**}}{d\bar{s}} + \text{Re}^{**} \frac{d(\ln \bar{R})}{d\bar{s}} + \frac{c\,\text{Re}^{**}}{1-\beta_w^2} \frac{d(\ln \beta_w)}{d\bar{s}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{A_w^2} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}}. \tag{4.51}$$

Здесь Re** — число Рейнольдса, полученное по толщине потери импульса δ**; Re** и δ** определяются из выражений

$$\delta^{**} = \int_0^\delta \frac{r}{R} \frac{\rho}{\rho_{\text{Л}}} \frac{w}{w_\infty} \left(1 - \frac{w}{w_\infty}\right) dy, \tag{4.52}$$

$$\text{Re}^{**} = \frac{\rho_{\text{Л}} w_\infty \delta^{**}}{\mu_{\text{эф}0\infty}}, \tag{4.53}$$

$$A_w = w_\infty \sqrt{\frac{\rho_{0\infty}}{\tau_{\text{ст}}} \frac{p}{p_{0\infty}}}, \tag{4.54}$$

$$c = H + 1 - \left(1 - \bar{h}_{\text{ст}}\right) H_{\text{т}}, \tag{4.55}$$

где

$$H = \frac{1}{\delta^{**}} \int_0^\delta \frac{r}{R} \frac{\rho}{\rho_{\text{Л}}} \left(1 - \frac{w}{w_\infty}\right) dy, \tag{4.56}$$

$$H_{\text{т}} = \frac{1}{\delta_{\text{т}}^{**}} \int_0^{\delta_{\text{т}}} \frac{r}{R} \frac{\rho}{\rho_{\text{Л}}} \left(1 - \frac{\Delta h_0}{\Delta h_{0\infty}}\right) dy, \tag{4.57}$$

$$\bar{h}_{\text{ст}} = \frac{h_{\text{ст}}}{h_{0\infty}}. \tag{4.58}$$

Как мы увидим далее, решение системы уравнений (4.50) и (4.51) при некоторых условиях удается свести к решению одного из них. Для этого необходимо установить связь между величинами $A_{\text{т}}$, A_w, $\text{Re}_{\text{т}}^{**}$, Re^{**}, входящими в эти уравнения.

Связь между $\text{Re}_{\text{т}}^{**}$, $A_{\text{т}}$, A_w и Re^{**}

Чтобы найти связь между указанными величинами, выведем соотношения для них, определенные через известные нам величины. Для этого необходимо, в первую очередь, определить профили скоростей и температур (или энтальпий) в пограничном слое.

Согласно структурной схеме турбулентного пограничного слоя рассмотрим движение и теплообмен раздельно в турбулентной и ламинарной частях слоя.

Турбулентная часть слоя. При рассмотрении этой части слоя можно пренебречь первыми слагаемыми в выражениях (4.16) и (4.26). Тогда из этих уравнений, вводя длину пути перемешивания l по уравнениям (4.23) и (4.24) и учитывая выражения (4.28) и (4.29), получим

$$\tau = \tau_{\text{т}} = \rho l^2 \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2, \tag{4.59}$$

$$q_{\text{к}} = q_{\text{к.т}} = c_{p\,\text{эф}} \rho l^2 \frac{dw}{dy} \frac{dT_{\text{эф0}}}{dy} = c_{p\,\text{эф}} \rho l^2 \frac{dw}{dy} \frac{d\left(\Delta T_0\right)}{dy}, \tag{4.60}$$

где

$$\Delta T_0 = T_{\text{эф0}} - T_{\text{ст.г}}. \tag{4.61}$$

Для получения профилей скоростей и температур необходимо так задать распределения l, τ и $q_{\text{к}}$ поперек пограничного слоя, чтобы можно было интегрировать соотношения (4.59) и (4.60). Расчеты показывают, что, хотя в зависимости от заданного распределения τ получаются соответственно различные зависимости $l(y)$ и $w(y)$ по сечению пограничного слоя, отличие конечных результатов при различных профилях τ невелико, так как изменение l как бы компенсирует изменение τ.

Кроме того, профили τ и $q_{\text{к}}$ в турбулентной части слоя должны быть заданы так, чтобы на границе с ламинарным подслоем они приняли соответствующие значения $\tau_{\text{л}}$ и $q_{\text{к.л}}$. (Отметим, что в ламинарном подслое можно принять $\tau_{\text{л}}(y) = \text{const} = \tau_{\text{ст}}$, $q_{\text{к.л}}(y) = \text{const} = q_{\text{ст}}$.)

Закон изменения длины пути перемешивания определим функцией Кармана:

$$l = \varkappa \frac{\partial w / \partial y}{\partial^2 w / \partial y^2}, \tag{4.62}$$

где $\varkappa$ — эмпирическая константа ($\varkappa = 0{,}38 \ldots 0{,}4$).

Видоизменяя подстановку Дородницына, введем новую переменную

$$d\eta = \frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}dy. \tag{4.63}$$

Тогда путь перемешивания из равенства (4.62) выразится следующим образом:

$$l = -\varkappa a \frac{\partial w/\partial \eta}{\frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}\frac{\partial^2 w}{\partial \eta^2}}, \tag{4.64}$$

где

$$a = \left(1 + \frac{\partial w/\partial \eta}{\frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}\frac{\partial^2 w}{\partial \eta^2}}\frac{\partial}{\partial \eta}\left(\frac{r}{R}\frac{\rho}{\rho_л}\right)\right)^{-1}. \tag{4.65}$$

Подставляя выражения (4.63) и (4.64) в формулу (4.59), получим

$$\tau = \rho a^2 \varkappa^2 \frac{\left(\partial w/\partial \eta\right)^4}{\left(\partial^2 w/\partial \eta^2\right)^2}. \tag{4.66}$$

Учитывая приведенные выше соображения о выборе профиля τ и исходя из условий, обеспечивающих возможность интегрирования уравнения (4.66), профиль τ зададим так, чтобы выполнялось соотношение

$$\frac{\tau}{\rho a^2} = \frac{\tau_{ст}}{\rho_л a_л^2} = \text{const} = W_*^2. \tag{4.67}$$

Тогда уравнение (4.66) можно привести к виду

$$W_* = -\varkappa \frac{\left(\partial w/\partial \eta\right)^2}{\partial^2 w/\partial \eta^2}. \tag{4.68}$$

(Знак минус выбираем в соответствии с физическим смыслом.)

Интегрируя уравнение (4.68), получим

$$\frac{\partial w}{\partial \eta} = \frac{W_*}{\varkappa(\eta + b)}, \tag{4.69}$$

где b — постоянная интегрирования.

Интегрируя выражение (4.69) и определяя постоянную интегрирования из условия, что $\eta = \delta_\eta$ при $w = w_\infty$, получаем уравнение профиля скоростей в турбулентной части слоя:

$$\frac{w}{w_\infty} = 1 + \frac{1}{\xi}\ln\frac{\eta + b}{\delta_\eta + b}, \tag{4.70}$$

где

$$\xi = \varkappa w_\infty / W_*, \tag{4.71}$$

δ_η — толщина пограничного слоя в координатах s, η.

Используя выражения (4.63), (4.64), (4.68) и (4.69), из уравнения (4.60) получим

$$\frac{q_к}{c_{p\,эф}\rho a^2} = \varkappa W_* (\eta + b)\frac{d(\Delta T_0)}{d\eta}. \tag{4.72}$$

Зададим теперь профиль $q_к$ таким образом, чтобы выполнялось равенство

$$\frac{q_к}{c_{p\,эф}\rho a^2} = \frac{q_{к.л}}{c_{p\,эф.л}\,\rho_л a_л^2},$$

где $c_{p\,эф.л}$ — значение $c_{p\,эф}$ на границе ламинарного подслоя.

Интегрируя уравнение (4.72), получим уравнение профиля температур в турбулентной части пограничного слоя:

$$\frac{\Delta T_0}{\Delta T_{0\infty}} = 1 + \frac{1}{\xi_т}\ln\frac{\eta + b}{\delta_{т\eta} + b}, \tag{4.73}$$

где $\delta_{т\eta}$ — толщина пограничного слоя в координатах s, η; $\Delta T_{0\infty} = T_{эф0\infty} - T_{ст.г}$;

$$\xi_т = \frac{c_{p\,эф.л}\,\Delta T_{0\infty}\,\rho_л\,\varkappa a_л^2 W_*}{q_{к.л}}. \tag{4.74}$$

Перейдем к рассмотрению движения во второй (ламинарной) части пограничного слоя.

Ламинарный подслой. Определим толщину ламинарного подслоя $\delta_л$. Для случая несжимаемой жидкости она определяется условием Кармана:

$$\frac{\delta_л v_\tau \rho_л}{\mu_л} = \chi, \tag{4.75}$$

где так называемая динамическая скорость (скорость трения) имеет вид

$$v_\tau = \sqrt{\tau/\rho_л}; \tag{4.76}$$

эмпирическая константа $\chi = 11{,}5$. Подставляя вместо τ величину $\mu_л w_л/\delta_л$, из условий (4.75) и (4.76) получим

$$\chi^2 = \frac{\delta_л w_л \rho_л}{\mu_л} = \mathrm{Re}_л, \tag{4.77}$$

где $\mathrm{Re}_л$ — число Рейнольдса ламинарного подслоя; $\mu_л$ — коэффициент вязкости на границе ламинарного подслоя.

При течении несжимаемой жидкости массовый расход $\mathfrak{M}$ можно выразить через единицу ширины ламинарного подслоя в виде

$$\mathfrak{M} = \frac{\delta_л w_л \rho_л}{2}. \tag{4.78}$$

Из сопоставления выражений (4.77) и (4.78) имеем

$$\mathrm{Re}_л = \frac{2\mathfrak{M}}{\mu_л}. \tag{4.79}$$

Применив равенство (4.79), полученное для несжимаемой жидкости, в случае течения газа запишем

$$\frac{2\mathfrak{M}}{\mu_{л}} = \frac{2\int_0^{\delta_л} \rho w dy}{\mu_{л}} = \chi^2. \tag{4.80}$$

Введем новую независимую переменную

$$d\eta = \frac{\mu_{л}}{\mu} dy. \tag{4.81}$$

Предполагая, что в ламинарном подслое $\tau_{л} = \tau_{ст} = \text{const}$ и $q_{к.л} = q_{ст} = \text{const}$, и используя равенства (4.15) и (4.18), определим

$$\tau_{ст} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \mu_{л} \frac{\partial w}{\partial \eta}, \tag{4.82}$$

$$q_{ст} = c_{p\,эф} \mu \frac{\partial (\Delta T_0)}{\partial y} = c_{p\,эф} \mu_{л} \frac{\partial (\Delta T_0)}{\partial \eta}. \tag{4.83}$$

Интегрируя выражения (4.82) и (4.83), получим

$$w = \frac{\tau_{ст}}{\mu_{л}} \eta, \qquad w_{л} = \frac{\tau_{ст}}{\mu_{л}} \delta_{\eta л}, \tag{4.84}$$

$$\Delta T_0 = \frac{q_{ст}}{c_{p\,эф} \mu_{л}} \eta, \qquad \Delta T_{0л} = \frac{q_{ст}}{c_{p\,эф} \mu_{л}} \delta_{\eta л}, \tag{4.85}$$

где $\delta_{\eta л}$ — толщина ламинарного подслоя в координатах s, η; $w_{л}$ и $\Delta T_{0\,л}$ — значения w и ΔT_0 на границе ламинарного подслоя.

Используя выражения (4.81), (4.84) и учитывая исходные уравнения (4.34), (4.35), имеем

$$\mathfrak{M} = \int_0^{\delta_л} \rho w dy = \int_0^{\delta_{\eta л}} \rho \frac{\rho_{л}}{\rho_{л}} w \frac{\mu}{\mu_{л}} d\eta =$$

$$= \rho_{л} \int_0^{\delta_{\eta л}} \frac{T_{эф.л}}{T_{эф}} \frac{\tau_{ст}}{\mu_{л}} \eta \left(\frac{T_{эф}}{T_{эф.л}} \right)^n d\eta = \frac{\rho_{л} \tau_{ст}}{\mu_{л}} \int_0^{\delta_{\eta л}} \left(\frac{T_{эф}}{T_{эф.л}} \right)^{n-1} \eta d\eta, \tag{4.86}$$

где $n = n_{\mu}$ — показатель в выражениях (4.35).

При $n = 0{,}7$ считаем $(T_{эф} / T_{эф.л})^{n-1} \approx 1$, и тогда из уравнения (4.86) получаем

$$\mathfrak{M} = \frac{\rho_{л} \tau_{ст} \delta_{\eta л}^2}{2\mu_{л}}. \tag{4.87}$$

Подставляя полученное выражение в (4.80) и учитывая условие (4.67), имеем

$$\delta_{\eta л} = \frac{\chi \mu_л}{\rho_л W_* a_л}. \tag{4.88}$$

В плоскости *s*, *y* толщина ламинарного подслоя определяется следующим образом:

$$\delta_л = \int_0^{\delta_{\eta л}} \frac{\mu}{\mu_л} d\eta = \int_0^{\delta_{\eta л}} \left(\frac{T_{эф}}{T_{эф.л}} \right)^n d\eta. \tag{4.89}$$

Преобразуем входящую в равенство (4.89) величину $T_{эф} / T_{эф.л}$. В соответствии с выражениями (4.29) и (4.61) имеем

$$\frac{T_{эф}}{T_{эф.л}} = \frac{T_{ст.г} + \Delta T_0 - r_в \dfrac{w^2}{2c_{p\,эф.ср}}}{T_{ст.г} + \Delta T_{0л} - r_в \dfrac{w^2}{2c_{p\,эф.ср}}}, \tag{4.90}$$

где $c_{p\,эф.ср}$ — среднее значение $c_{p\,эф}$ в интервале температур $T_{эф}$—$T_{эф0}$.

Разделив числитель и знаменатель правой части уравнения (4.90) на $T_{эф0\infty}$ и введя обозначение

$$\beta_w = \frac{w_\infty}{w_{max}} = \frac{w_\infty}{\sqrt{\dfrac{2}{r_в} c_{p\,эф.ср\infty}\, T_{эф0\infty}}}, \tag{4.91}$$

где $c_{p\,эф.ср\,\infty}$ — среднее значение $c_{p\,эф}$ в диапазоне температур $T_{эф\infty}$—$T_{эф0\infty}$, и предполагая

$$\frac{c_{p\,эф.ср\infty}}{c_{p\,эф.ср}} \approx 1, \tag{4.92}$$

после преобразований получим

$$\frac{T_{эф}}{T_{эф.л}} = \frac{\overline{T}_{ст.г} + \left(1 - \overline{T}_{ст.г}\right) \dfrac{\Delta T_0}{\Delta T_{0\infty}} - \beta_w^2 \left(\dfrac{w}{w_\infty} \right)^2}{\overline{T}_{ст.г} + \left(1 - \overline{T}_{ст.г}\right) \dfrac{\Delta T_{0л}}{\Delta T_{0\infty}} - \beta_w^2 \left(\dfrac{w_л}{w_\infty} \right)^2}, \tag{4.93}$$

где $\overline{T}_{ст.г} = T_{ст.г} / T_{эф0\infty}$.

Определим входящие в уравнение (4.93) величины $w_л / w_\infty$, $\Delta T_{0л} / \Delta T_{0\infty}$, $\Delta T_0 / \Delta T_{0\infty}$. Из выражения (4.84), подставив значение $\tau_{ст}$, полученное из выражения (4.67), и используя равенства (4.71) и (4.88), имеем

$$\frac{w_л}{w_\infty} = \frac{\varkappa \chi}{\xi} a_л. \tag{4.94}$$

Аналогично, в силу равенства (4.85), используя $q_{ст}$, определенное из формулы (4.74), и $\delta_{\eta л}$ — из формулы (4.88), получим

$$\frac{\Delta T_{0л}}{\Delta T_{0\infty}} = \frac{\varkappa\chi}{\xi_т} a_л. \tag{4.95}$$

Из уравнений (4.74) и (4.85) имеем

$$\frac{\Delta T_0}{\Delta T_{0\infty}} = \frac{\rho_л \varkappa a_л^2 W_*}{\xi_т \mu_л}\eta. \tag{4.96}$$

Подставив выражения (4.94)–(4.96) в равенство (4.93), а полученное выражение для $T_{эф}/T_{эф.л}$ — в формулу (4.89) и используя (4.88), после преобразований выведем окончательную формулу для $\delta_л$ (величиной $\beta_w^2(w/w_\infty)^2$ пренебрегаем):

$$\delta_л = \Phi\delta_{\eta л}, \tag{4.97}$$

где

$$\Phi = \frac{\xi_т\left(\left(\overline{T}_{ст.г} + \left(1-\overline{T}_{ст.г}\right)\frac{\varkappa\chi a_л}{\xi_т}\right)^{n+1} - \left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{n+1}\right)}{\varkappa\chi a_л (n+1)\left(1-\overline{T}_{ст.г}\right)\left(\overline{T}_{ст.г} + \left(1-\overline{T}_{ст.г}\right)\frac{\varkappa\chi a_л}{\xi_т} - \left(\frac{\beta_w \varkappa\chi a_л}{\xi}\right)^2\right)^n}. \tag{4.98}$$

Зная $\delta_л$, можно определить постоянную интегрирования b в уравнениях (4.70) и (4.73). Длина пути смешения на границе ламинарного подслоя выражается формулой

$$l_л = \varkappa\delta_л. \tag{4.99}$$

С другой стороны, найдем $l_л$ из выражений (4.64), (4.68), (4.69) при $\eta = \delta_{\eta л}$, $l = l_л$, $\rho = \rho_л$, предполагая $r/R \approx 1$:

$$l_л = \varkappa a_л\left(\delta_{\eta л} + b\right). \tag{4.100}$$

Решая уравнения (4.99) и (4.100) совместно относительно b, с учетом равенства (4.97) получим

$$b = \delta_{\eta л}\left(\frac{\Phi}{a_л} - 1\right), \tag{4.101}$$

или

$$\delta_{\eta л} + b = \delta_{\eta л}\frac{\Phi}{a_л}. \tag{4.102}$$

Поскольку $b < \delta_{\eta л}$, следовательно, $b \ll \delta$ и $b \ll \delta_т$. Поэтому в суммах $(\delta + b)$ и $(\delta_т + b)$, входящих в выражения (4.70) и (4.73), величиной b можно пренебречь. Тогда, учитывая равенства (4.102) и (4.88), имеем

$$\frac{\delta_{\eta л} + b}{\delta + b} \approx \frac{\delta_{\eta л}\Phi}{\delta a_л} = \frac{\Phi\chi\mu_л}{a_л^2 \rho_л W_* \delta}. \tag{4.103}$$

Подставив в (4.103) значение W_* из выражения (4.71) и учитывая, что согласно равенству (4.35) $\mu_л = \mu_{эф0\infty}\left(\overline{T}_{эф.л}\right)^n$, где $\overline{T}_{эф.л} = T_{эф.л}/T_{эф0\infty}$, получим

$$\frac{\delta_{\eta л} + b}{\delta + b} = \frac{\xi \Phi \chi \left(\overline{T}_{эф.л}\right)^n}{\varkappa a_л^2 \operatorname{Re}_\delta}, \tag{4.104}$$

где

$$\operatorname{Re}_\delta = \frac{w_\infty \rho_л \delta}{\mu_{эф0\infty}}. \tag{4.105}$$

Используя аналогичные преобразования, запишем

$$\frac{\delta_{\eta л} + b}{\delta_т + b} \approx \frac{\delta_{\eta л}\Phi}{\delta_т a_л} = \frac{\Phi \chi \mu_л}{a_л^2 \rho_л W_* \delta_т} = \frac{\xi \Phi \chi \left(\overline{T}_{эф.л}\right)^n}{\varkappa a_л^2 \operatorname{Re}_{\delta_т}}, \tag{4.106}$$

где

$$\operatorname{Re}_{\delta_т} = \frac{w_\infty \rho_л \delta_т}{\mu_{эф0\infty}}. \tag{4.107}$$

Сопоставляя формулы (4.105) и (4.107) с уравнениями (4.53) и (4.43), определяющими $\operatorname{Re}_т^{**}$ и Re^{**}, получим

$$\operatorname{Re}^{**} = \operatorname{Re}_\delta \frac{\delta^{**}}{\delta}, \tag{4.108}$$

$$\operatorname{Re}_т^{**} = \operatorname{Re}_{\delta_т} \frac{\delta_т^{**}}{\delta_т}. \tag{4.109}$$

Зная профили скоростей и температур в турбулентной части слоя и ламинарном подслое, произведем сопряжение соответствующих профилей путем подстановки отношения $w_л/w_\infty$ из уравнения (4.94) и отношения $(\delta_{\eta л} + b)/(\delta + b)$ из равенства (4.104) в уравнение (4.70). После преобразований имеем

$$\operatorname{Re}_\delta = \frac{\xi \Phi \chi \left(\overline{T}_{эф.л}\right)^n e^\xi}{\varkappa a_л^2 e^{\varkappa \chi a_л}}. \tag{4.110}$$

Аналогично (см. уравнения (4.95), (4.106), (4.73)) выразим

$$\operatorname{Re}_{\delta_т} = \frac{\xi \Phi \chi \left(\overline{T}_{эф.л}\right)^n e^{\xi_т}}{\varkappa a_л^2 e^{\varkappa \chi a_л}}. \tag{4.111}$$

Входящие в уравнения (4.110) и (4.111) значения $\overline{T}_{эф.л}$ и $a_л$ можно определить следующим образом. Согласно равенствам (4.29), (4.61), (4.91), используя уравнения (4.92), (4.94) и (4.95), выражение для $\overline{T}_{эф.л}$ можно привести к следующему виду:

$$\overline{T}_{эф.л} = \overline{T}_{ст.г} + \left(1 - \overline{T}_{ст.г}\right)\frac{\varkappa \chi a_л}{\xi_т} - \left(\frac{\beta_w \varkappa \chi a_л}{\xi_т}\right)^2. \tag{4.112}$$

Выражение для $a_л$ можно получить из уравнения (4.65):

$$a_л = \frac{\overline{T}_{эф.л}}{\overline{T}_{эф.л} + \frac{\left(1-\overline{T}_{ст.г}\right)}{\xi_т} - 2\frac{\beta_w^2 \varkappa \chi\, a_л}{\xi^2}}. \qquad (4.113)$$

При известных или заданных величинах $\overline{T}_{ст.г}$, βw, ξ и $\xi_т$, решая совместно уравнения (4.112) и (4.113), можно найти $\overline{T}_{эф.л}$ и $a_л$; зная их, можно определить также $\mathrm{Re}_{\delta_т}$ и Re_{δ}.

Используя все полученные выше зависимости, определим интересующие нас величины $A_т$, A_w, $\mathrm{Re}_т^{**}$, Re^{**} и c через известные нам величины и через ξ и $\xi_т$. Согласно уравнению состояния (4.34) имеем

$$\frac{p}{p_{0\infty}} = \frac{p_л}{p_{0\infty}} = \frac{\rho_л}{\rho_{0\infty}} \frac{T_{эф.л}}{T_{эф0\infty}} = \frac{\rho_л}{\rho_{0\infty}} \overline{T}_{эф.л}. \qquad (4.114)$$

Преобразовывая уравнение (4.47) с учетом выражений (4.114), (4.74) и (4.71), получим

$$A_т = \frac{\sqrt{\overline{T}_{эф.л} \xi \xi_т}}{\varkappa a_л}. \qquad (4.115)$$

Аналогично из уравнения (4.54) с учетом выражений (4.114), (4.71) и (4.67) найдем

$$A_w = \frac{\xi \sqrt{\overline{T}_{эф.л}}}{\varkappa a_л}. \qquad (4.116)$$

Для определения $\mathrm{Re}_т^{**}$ и Re^{**} найдем предварительно выражения для вычисления толщин потери энергии $\delta_т$ и импульса δ. Заменив в уравнении (4.42) переменную, введенную соотношением (4.63), получим

$$\delta_т^{**} = \int_0^{\delta_{\eta т}} \frac{w}{w_\infty}\left(1-\frac{\Delta h_0}{\Delta h_{0\infty}}\right) d\eta = \int_0^{\delta_{\eta т}} \frac{w}{w_\infty}\left(1-\frac{\Delta T_0}{\Delta T_{0\infty}}\right) d\eta, \qquad (4.117)$$

где $\delta_{\eta т}$ — толщина теплового пограничного слоя в координатах s, η.

Подставляя в выражение (4.117) значения w/w_∞ из формулы (4.70) и $\Delta T_0/\Delta T_{0\infty}$ из формулы (4.73) и предполагая ввиду малости b, что $\delta + b \approx \delta$ и $\delta_т + b \approx \delta_т$, а также что $\delta = \delta_т$, получим

$$\delta_т^{**} = \frac{1}{\xi_т}\int_0^{\delta_т} \ln\left(\frac{\eta}{\delta_т}\right) d\eta - \frac{1}{\xi \xi_т}\int_0^{\delta_т} \left(\ln\left(\frac{\eta}{\delta_т}\right)\right)^2 d\eta. \qquad (4.118)$$

Применяя правило интегрирования по частям, найдем

$$\frac{\delta_т^{**}}{\delta_т} = \frac{1}{\xi_т}\left(1-\frac{2}{\xi}\right). \qquad (4.119)$$

Аналогично, из уравнения (4.52) после преобразований имеем

$$\frac{\delta^{**}}{\delta}=\frac{1}{\xi}\left(1-\frac{2}{\xi}\right). \tag{4.120}$$

Для определения Re^{**} и $\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}$ подставим в равенство (4.108) выражения (4.110), (4.120) и получим

$$\mathrm{Re}^{**}=\frac{\Phi\chi\left(\overline{T}_{\text{эф.л}}\right)^{n}\left(1-\frac{2}{\xi}\right)e^{\xi_{\text{т}}}}{\varkappa a_{\text{л}}^{2}\,e^{\varkappa\chi a_{\text{л}}}}. \tag{4.121}$$

Аналогично, подставив в равенство (4.109) соотношения (4.111) и (4.119), составим выражение

$$\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}=\frac{\Phi\chi\left(\overline{T}_{\text{эф.л}}\right)^{n}\left(1-\frac{2}{\xi}\right)e^{\xi_{\text{т}}}}{\varkappa a_{\text{л}}^{2}\,\xi_{\text{т}}\,e^{\varkappa\chi a_{\text{л}}}}. \tag{4.122}$$

Определив предварительно $H_{\text{т}}$ и H из уравнения (4.55), получим формулу для безразмерной величины

$$\tilde{n}=\frac{2\left(1-\frac{1}{\xi}\right)-\left(1-\overline{T}_{\text{ст.г}}\right)\frac{\xi}{\xi_{\text{т}}}e^{\xi_{\text{т}}-\xi}}{1-\frac{2}{\xi}}. \tag{4.123}$$

Таким образом, мы получили формулы (4.115), (4.116), (4.121) и (4.122), выражающие переменные, входящие в интегральные соотношения энергии (4.50) и импульсов (4.51), через известные нам величины и через ξ и $\xi_{\text{т}}$. Подставляя эти выражения в уравнения (4.50) и (4.51), получим систему двух дифференциальных уравнений с двумя неизвестными ξ и $\xi_{\text{т}}$. Можно найти приближенное решение этой системы для общего случая движения в пограничном слое, однако для практических расчетов теплообмена в ЖРД удобнее воспользоваться приближенной формулой

$$\xi_{\text{т}}-\xi=0{,}5. \tag{4.124}$$

Использование равенства (4.124) позволяет свести решение системы уравнений (4.50) и (4.51) к решению одного уравнения.

4.5. Решение интегрального соотношения энергии

Ранее нами получено следующее интегральное соотношение энергии (4.50):

$$\frac{d\,\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}}{d\overline{s}}+\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}\frac{d(\ln\overline{R})}{d\overline{s}}+\mathrm{Re}_{\text{т}}^{**}\frac{d\left(\ln\Delta h_{0\infty}\right)}{d\,\overline{s}}=\frac{\mathrm{Re}_{w_{\max}}}{A_{\text{т}}^{2}}\beta_{w}\frac{p}{p_{0\infty}}.$$

Рассмотрев выражения (4.115) и (4.122), определяющие $\mathrm{Re}_т^{**}$ и $A_т$, отметим, что входящие в эти формулы величины $\overline{T}_{эф.л}$, $a_л$ и Ф являются функциями от $\overline{T}_{ст.г}$, βw, ξ и $\xi_т$. Следовательно, учитывая зависимость (4.124), связывающую ξ и $\xi_т$, можно сказать, что $\mathrm{Re}_т^{**}$ и $A_т$ являются функциями только трех величин: $\overline{T}_{ст.г}$, βw и $\xi_т$, т. е.

$$\mathrm{Re}_т^{**} = f_1\left(\overline{T}_{ст.г}, \beta_w, \xi_т\right), \qquad A_т = f_2\left(\overline{T}_{ст.г}, \beta_w, \xi_т\right). \tag{4.125}$$

Совместное решение уравнений (4.115) и (4.122) при заданных различных значениях $\overline{T}_{ст.г}$ позволяет исключить $\xi_т$ и найти связь между $\mathrm{Re}_т^{**}$ и $A_т$ при различных значениях βw. Выразив эту зависимость графически, можно подобрать приближенную формулу связи между $\mathrm{Re}_т^{**}$ и $A_т$.

В диапазоне изменений $\overline{T}_{ст.г} = 0\ldots1$, $\beta w = 0\ldots0{,}8$ и $\lg \mathrm{Re}_т^{**} = 2{,}5\ldots6$

$$A_т = \left(1+1{,}5\left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{0{,}728}\right)\ln\left(\frac{4{,}14\,\mathrm{Re}_т^{**}}{\left(1+\dfrac{\beta_w^2}{1+1{,}5\left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{0{,}728}}\right)^{4{,}4}\left(\overline{T}_{ст.г}+0{,}04\right)^{2{,}616}}\right). \tag{4.126}$$

Введем обозначения:

$$b_т = 1+1{,}5\left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{0{,}728}, \tag{4.127}$$

$$\psi_т = \ln\left(\frac{4{,}14\,\mathrm{Re}_т^{**}}{\left(1+\dfrac{\beta_w^2}{1+1{,}5\left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{0{,}728}}\right)^{4{,}4}\left(\overline{T}_{ст.г}+0{,}04\right)^{2{,}616}}\right), \tag{4.128}$$

$$a_т = \frac{1}{4{,}14}\left(1+\frac{\beta_w^2}{b_т}\right)^{4{,}4}\left(\overline{T}_{ст.г}+0{,}04\right)^{2{,}616}. \tag{4.129}$$

Тогда формула (4.126) приобретает вид $A_т = b_т\psi_т$, откуда

$$\mathrm{Re}_т^{**} = a_т e^{\psi_т}. \tag{4.130}$$

Подставим выражения (4.128) и (4.130) в интегральное соотношение энергии (4.50) и приведем его к виду

$$\psi_т^2 d\left(a_т e^{\psi_т}\right) + \psi_т^2 a_т e^{\psi_т} d\ln\left(\overline{R}\Delta h_{0\infty}\right) = \frac{\mathrm{Re}_{w_{\max}}}{b_т^2}\beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} d\overline{s}. \tag{4.131}$$

Далее для определения $\overline{R}$ и $\Delta h_{0\infty}$ используем равенства $\overline{R} = \overline{D}/2$ и

$$\Delta h_{0\infty} = h_{0\infty} - h_{ст} = c_{p\,эф}\left(T_{эф0\infty} - T_{ст.г}\right) = c_{p\,эф}T_{эф0\infty}\left(1-\overline{T}_{ст.г}\right), \tag{4.132}$$

где $c_{p\,эф}$ — эффективная теплоемкость в интервале температур $T_{ст.г}$—$T_{эф0\infty}$. Считаем ее постоянной по длине камеры, т. е. не зависящей от s.

Подставив выражение (4.132) в уравнение (4.131), проведя дифференцирование и поделив все на $a_т$, получим

$$\psi_т^2 d\left(e^{\psi_т}\right)+\psi_т^2 e^{\psi_т} d\ln\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)=\frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2}\beta_w\frac{p}{p_{0\infty}}d\bar{s}. \tag{4.133}$$

Для удобства решения уравнения (4.133) введем обозначение

$$z_т=\left(\psi_т^2-2\psi_т+2\right)e^{\psi_т}. \tag{4.134}$$

Нетрудно убедиться в том, что

$$dz_т=\psi_т^2 d\left(e^{\psi_т}\right), \tag{4.135}$$

$$\psi_т^2 e^{\psi_т}=k_т z_т, \tag{4.136}$$

где

$$k_т=\left(1-\frac{2}{\psi_т}+\frac{2}{\psi_т^2}\right)^{-1}. \tag{4.137}$$

При практическом диапазоне изменения $\psi_т$ в пределах 7…15 соответствующее зависимости (4.137) изменение $k_т$ невелико и составляет 1,32…1,15. Поэтому вполне допустимо считать $k_т$ = const = 1,2. Подставив равенства (4.135) и (4.136) в уравнение (4.133), получим

$$dz_т+z_т k_т d\ln\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)=\frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2}\beta_w\frac{p}{p_{0\infty}}d\bar{s},$$

или

$$dz_т+z_т\frac{d\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}}{\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}}=\frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2}\beta_w\frac{p}{p_{0\infty}}d\bar{s},$$

откуда имеем

$$d\left(z_т\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}\right)=\frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{b_т^2}\left(a_т\right)^{k_т-1}\left(\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}\beta_w\frac{p}{p_{0\infty}}d\bar{s}. \tag{4.138}$$

Интегрируя уравнение (4.138), находим

$$z_т=\frac{1}{\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}}\left(B_т+\int_0^{\bar{s}}\frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{b_т^2}\left(a_т\right)^{k_т-1}\left(\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}\beta_w\frac{p}{p_{0\infty}}d\bar{s}\right), \tag{4.139}$$

где $B_т$ — постоянная интегрирования, которая при $\bar{s}$ = 0 рассчитывается по формуле

$$B_т=z_т\left(a_т\bar{D}\left(1-\bar{T}_{ст.г}\right)\right)^{k_т}\Big|_{\bar{s}=0}. \tag{4.140}$$

Определение $z_т$ в условиях ЖРД

Учитывая особенности рабочего процесса, проходящего в ЖРД, можно провести следующие упрощения уравнения (4.139).

1. Постоянная интегрирования $B_т$ характеризует пограничный слой на участках, лежащих до начала отсчета (т. е. до точки $s = 0$). Весь предыдущий анализ теплообмена в пограничном слое не учитывал влияния смесеобразования и горения на динамику пограничного слоя. Поэтому, строго говоря, мы должны считать началом отсчета сечение, в котором горение полностью завершилось. Однако в этом случае останется постоянная $B_т$, которую мы не сможем определить, так как не знаем влияния процессов смешения и горения на развитие пограничного слоя.

Чтобы упростить задачу определения $B_т$, предположим, что горение происходит только в некотором узком, эффективном, фронте пламени, лежащем сразу за зоной испарения и смешения. При этом, пренебрегая начальным участком ламинарного пограничного слоя ($s_л = 0$), считаем, что в указанном сечении эффективного фронта пламени сразу начинается образование турбулентного пограничного слоя, на дальнейшее развитие которого по длине камеры процессы смесеобразования и горения влияния не оказывают.

Приняв за точку отсчета сечение, где начинает образовываться пограничный слой, мы тем самым исключаем из рассмотрения постоянную $B_т$, так как в этой точке $B_т = 0$. При проведении практических расчетов положение эффективного фронта пламени, т. е. точки отсчета $s = 0$, можно определять, считая, что длина зон I и II (см. рис. 3.2) составляет 25 % от длины камеры сгорания. Возможная при этом ошибка в определении точки отсчета не оказывает существенного влияния на величину максимальных конвективных потоков в сопле.

2. Предположим, что температура «газовой» стенки по длине камеры и соплу постоянна, т. е. будем считать $\overline{T}_{ст.г} = T_{ст.г} / T_{эф0\infty} \approx \text{const}$. Такое допущение не соответствует действительному распределению $T_{ст.г}$ по длине камеры ЖРД, однако, как мы увидим далее (§ 4.7), возникшую при этом ошибку в определении $q_к$ можно легко скорректировать. Допущение постоянства $T_{ст.г}$ позволяет сильно упростить задачу определения $z_т$ (а следовательно, и тепловых потоков).

3. При $\overline{T}_{ст.г} = \text{const}$ в соответствии с уравнением (4.127) $b_т = \text{const}$.

4. Из уравнения (4.129) видно, что при $\overline{T}_{ст.г} = \text{const}$ величина $a_т$ зависит еще от βw. Однако, так как в выражение (4.139) величина $a_т$ входит в степени $k_т - 1 \approx 0{,}2$, влияние изменения $\left(a_т\right)^{k_т - 1}$ на изменение βw невелико, и при интегрировании правой части выражения (4.139) можно принять $\left(a_т\right)^{k_т - 1} = \text{const}$.

5. Ранее мы предполагали $\text{Pr} = 1$. Для продуктов сгорания ЖРД $\text{Pr} = 0{,}75–0{,}8$. Поскольку отличие числа Pr от единицы необходимо учитывать при окончательном определении конвективных тепловых потоков, влияние числа Pr на $q_к$ мы рассмотрим ниже.

Приняв отмеченные выше допущения и имея в виду, что $\text{Re}w_{\max}$ не зависит от $\overline{s}$, формула (4.139) после преобразований принимает вид

$$z_{\text{т}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}^{1,2}} \int_0^{\overline{s}_{\text{т}}} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} \overline{D}^{1,2} d\overline{s}. \qquad (4.141)$$

Рассмотрим полученное выражение. Как мы отмечали выше, $\overline{s} = s / d_{\text{кр}}$, где s — координата, отсчитываемая вдоль образующей контура камеры и сопла.

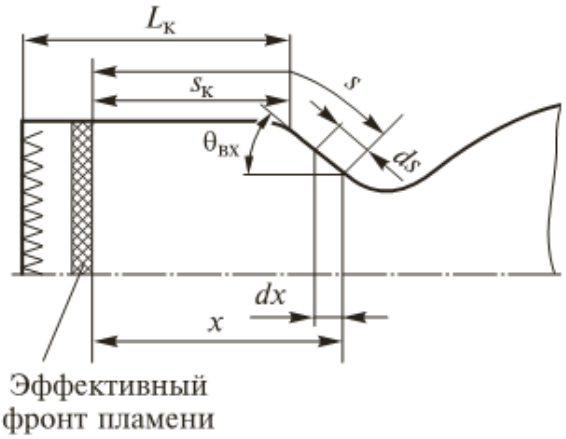


Рис. 4.15. К определению координаты x_1

При расчетах удобнее вести вычисления по координате, отсчитываемой вдоль оси двигателя x (рис. 4.15).

Из рис. 4.15 видно, что

$$d\overline{s} = \frac{d\overline{x}}{\cos\theta}. \qquad (4.142)$$

Согласно известным формулам газовой динамики (см., например, [1]) входящие в равенство (4.141) величины βw, $p/p_{0\infty}$ и $\overline{D}$ определяются следующим образом:

$$\beta_w = \lambda \sqrt{\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}},$$

где $\lambda = w / a_{\text{кр}}$ — приведенная скорость,

$$\frac{p}{p_{0\infty}} = \left(1 - \beta_w^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \qquad (4.143)$$

$$\overline{D}^2 = \frac{F}{F_{\text{кр}}} = \frac{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}}{\lambda\left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}} = \frac{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}}{\sqrt{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}\,\beta_w\left(1-\beta_w^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}. \qquad (4.144)$$

Подставляя равенства (4.142) и (4.143) в формулу (4.141), получим

$$z_{\text{т}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}^{1,2}} \int_0^{\overline{x}_1} \beta_w \left(1 - \beta_w^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \overline{D}^{1,2} \frac{d\overline{x}}{\cos\theta}.$$

Расчеты показывают, что изменение γ не оказывает существенного влияния на величину $z_т$, так как влияния изменения γ на подынтегральное выражение и на величину $\mathrm{Re}_{w_{max}}$, определяемую соотношением (4.46), противоположно. Поэтому с достаточной степенью точности можно принять $\gamma = 1{,}2$.

Из выражения (4.144) следует, что при постоянном γ и одномерном течении в сопле величина βw зависит только от отношения $F/F_{кр} = (D/d_{кр})^2$, т. е. является функцией от $\bar{D} = D/d_{кр}$. Соответственно, подынтегральный комплекс является функцией от $\bar{D}$:

$$f(\bar{D}) = \beta_w \left(1-\beta_w^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \bar{D}^{1,2}. \qquad (4.145)$$

С учетом соотношения (4.145) формулу для определения $z_т$ удобно представить в виде

$$z_т = \frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2 \bar{D}^{1,2}} \int_0^{\bar{x}_1} \frac{f(\bar{D})}{\cos\theta} d\bar{x}\,. \qquad (4.146)$$

Для определения $f(\bar{D})$ в приложении на рис. П.1 представлен вспомогательный график зависимости $f(\bar{D})$ от значений $\bar{D}$.

Как видно из выражений (4.127) и (4.129), комплекс $\dfrac{1}{a_т b_т^2 \bar{D}^{1,2}}$ является функцией $f\left(\bar{T}_{ст.г}, \bar{D}\right)$, поэтому для облегчения расчетов $z_т$ удобно представить эту зависимость графически (см. приложение, рис. П.2, П.3).

Определение $z_т$ для двигателя с цилиндрической камерой сгорания

При определении $z_т$ для двигателя с цилиндрической камерой сгорания целесообразно интеграл из правой части (4.146) разбить на два:

$$z_т = \frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2 \bar{D}^{1,2}} \left(\int_0^{\bar{x}_к} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} \bar{D}^{1,2} d\bar{x} + \int_{\bar{x}_к}^{\bar{x}_1} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} \bar{D}^{1,2} \frac{1}{\cos\theta} d\bar{x} \right), \qquad (4.147)$$

где $\bar{x}_к$ — расстояние от точки отсчета (эффективного фронта пламени) до конца цилиндрического участка камеры сгорания (см. рис. 4.15).

Если камера не скоростная, то для цилиндрической ее части можно принять $p/p_{0\infty} = 1$, $\beta w = \mathrm{const}$. Тогда первый интеграл уравнения (4.147) легко вычисляется:

$$\int_0^{\bar{x}_к} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} \bar{D}^{1,2} d\bar{x} = \beta_{wк} \bar{D}_к^{1,2} \bar{x}_к, \qquad (4.148)$$

где $\beta w_к$ и $\bar{D}_к$ — соответственно значения βw и $\bar{D}$ в камере сгорания.

Считая, что зоны испарения и смешения занимают 25 % длины цилиндрической части камеры сгорания, принимаем

$$\overline{x}_{\text{к}} = 0,75\overline{L}_{\text{к}}, \tag{4.149}$$

где $\overline{L}_{\text{к}} = L_{\text{к}}/d_{\text{кр}}$.

Поскольку в камере сгорания βw мало и $\beta_w^2 \ll 1$, то, пренебрегая в выражении (4.144) значением β_w^2, при $\gamma = 1,2$ получим

$$\beta_w = \sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\frac{F_{\text{кр}}}{F_{\text{к}}} = \frac{0,189}{\overline{D}_{\text{к}}^2}. \tag{4.150}$$

Подставляя равенство (4.148) в выражение (4.147) и используя зависимости (4.142), (4.145), (4.149) и (4.150), получим в окончательном виде формулу для определения $z_{\text{т}}$ для цилиндрической нескоростной камеры сгорания:

$$z_{\text{т}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}^{1,2}}\left(\frac{0,142\overline{L}_{\text{к}}}{\overline{D}_{\text{к}}^{0,8}} + \int_{\overline{x}_{\text{к}}}^{\overline{x}_1}\frac{f(\overline{D})}{\cos\theta}d\overline{x}\right). \tag{4.151}$$

4.6. Расчет конвективного теплообмена в ЖРД

Используя полученные выше выражения для $\text{Re}_{w_{\max}}$, $z_{\text{т}}$, $\psi_{\text{т}}$ и $A_{\text{т}}$, можно определить величину конвективных тепловых потоков $q_{\text{к}}$. Однако для проведения расчетов основные применяемые формулы целесообразно получить в более удобном виде.

Определение эффективной температуры торможения $T_{\text{эф}0\infty}$

Несмотря на то что определение эффективной температуры в общем случае достаточно понятно из ее формального выражения (4.27), приведем порядок расчета эффективной температуры торможения $T_{\text{эф}0\infty}$ применительно к условиям рабочего процесса в камере ЖРД. Согласно указанной формуле

$$T_{\text{эф}0\infty} = \frac{R_{\text{г.к}}T_{\text{к}}}{R_{\text{г.н}}}, \tag{4.152}$$

где $T_{\text{к}}$ и $R_{\text{г.к}}$ — действительные температура и газовая постоянная продуктов сгорания топлива в камере сгорания, определяемые обычными методами; $R_{\text{г.н}}$ — газовая постоянная недиссоциированных продуктов сгорания топлива того же состава.

При определении состава недиссоциированных продуктов сгорания система расчетных уравнений значительно упрощается, так как уравнения реакций диссоциации исключаются. Так, при применении четырехэлементного топлива на основе H, O, N, C можно привести готовые формулы определения состава продуктов сгорания для частного случая, когда при $\alpha < 1$ кислорода хватает для

полного окисления углерода, но недостаточно для полного окисления водорода. В этом случае продукты сгорания будут состоять из CO_2, H_2O, H_2, N_2. Расчетные формулы для определения парциальных давлений недиссоциированных продуктов сгорания примут вид

$$
\begin{aligned}
p_{CO_2} &= \frac{p_к}{1+6\dfrac{H_г + K_m H_о}{C_г + K_m C_о} + \dfrac{3}{7}\dfrac{N_г + K_m N_о}{C_г + K_m C_о}},\\
p_{H_2O} &= \frac{p_к\left(\dfrac{3}{4}\dfrac{O_г + K_m O_о}{C_г + K_m C_о} - 2\right)}{1+6\dfrac{H_г + K_m H_о}{C_г + K_m C_о} + \dfrac{3}{7}\dfrac{N_г + K_m N_о}{C_г + K_m C_о}},\\
p_{H_2} &= \frac{p_к\left(2+6\dfrac{H_г + K_m H_о}{C_г + K_m C_о} - \dfrac{3}{4}\dfrac{O_г + K_m O_о}{C_г + K_m C_о}\right)}{1+6\dfrac{H_г + K_m H_о}{C_г + K_m C_о} + \dfrac{3}{7}\dfrac{N_г + K_m N_о}{C_г + K_m C_о}},\\
p_{N_2} &= \frac{p_к\dfrac{3}{7}\dfrac{N_г + K_m N_о}{C_г + K_m C_о}}{1+6\dfrac{H_г + K_m H_о}{C_г + K_m C_о} + \dfrac{3}{7}\dfrac{N_г + K_m N_о}{C_г + K_m C_о}},
\end{aligned}
\qquad (4.153)
$$

где через $X_г$, $X_о$ обозначено количество атомов элемента X в молекулярной химической формуле соответственно горючего и окислителя.

Определив состав недиссоциированных продуктов сгорания, находим для них $R_{г.н}$, а по выражению (4.152) — $T_{эф0\infty}$ (рис. 4.16).

Определение эффективной теплоемкости $c_{p\,эф}$

В приведенные выше формулы входят различные значения эффективной теплоемкости $c_{p\,эф}$: в формуле (4.49) при определении w_{max} она является средней в интервале температур $T_{эф\infty}$—$T_{эф0\infty}$, а в выражении (4.90) и вытекающих из него зависимостях $c_{p\,эф}$ является теплоемкостью на границе ламинарного подслоя. Поскольку различие этих $c_{p\,эф}$ невелико, удобно при проведении расчетов использовать одно среднее значение эффективной теплоемкости, поэтому в дальнейших расчетах будем использовать $c_{p\,эф}$, взятую при средней температуре $T_{ср} = (T_{эф0\infty} + T_{ст.г})/2$.

Величина $c_{p\,эф}$ может быть определена непосредственно по формуле (4.28). Для расчета зависимости $c_{p\,эф}$ от эффективной температуры необходимо провести термодинамический расчет состава диссоциированных продуктов сгорания заданного топлива при различных температурах, вычислить соответствующие значения эффективной температуры, после чего, используя формулу (4.28), можно построить искомую зависимость (см. рис. 4.16).

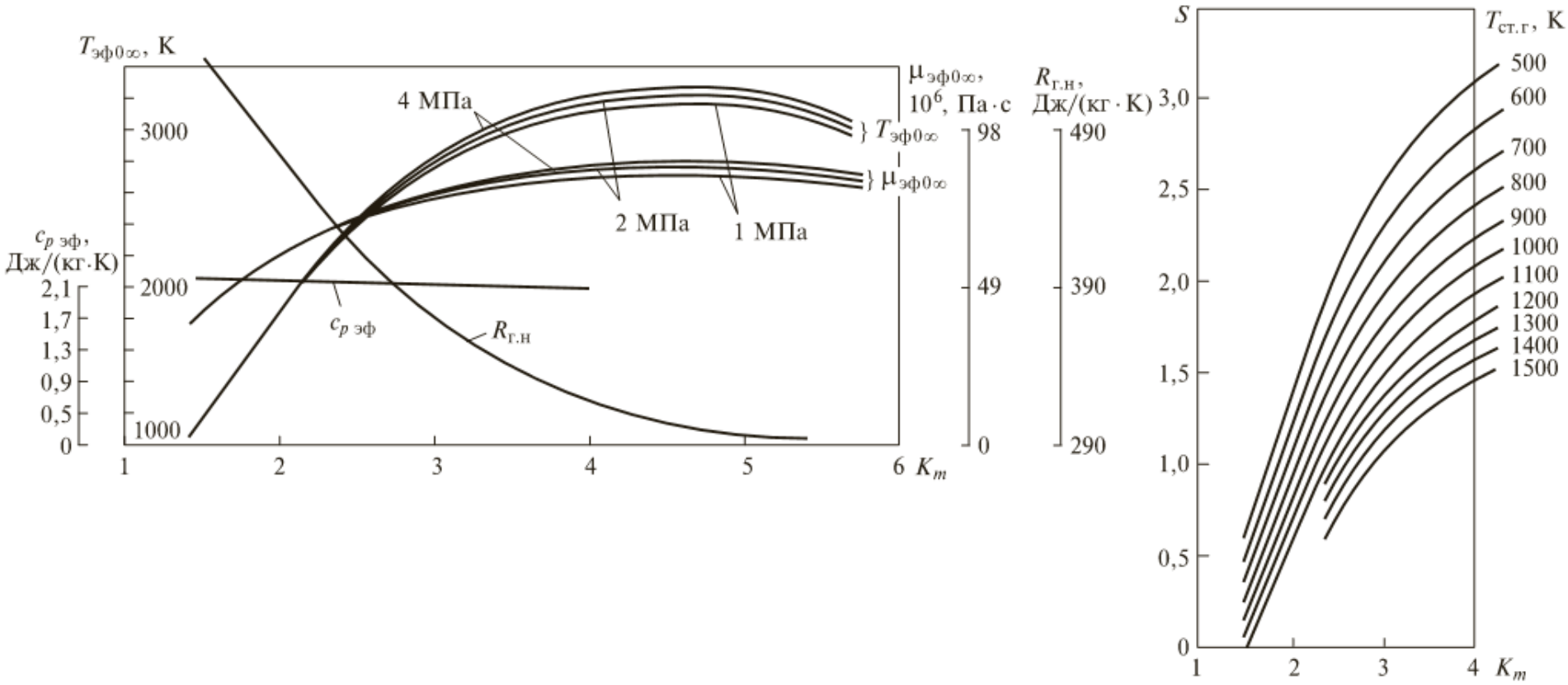


Рис. 4.16. Зависимости $c_{p\ эф}$, $\mu_{эф0\infty}$, $T_{эф0\infty}$, $R_{г.н}$, $T_{ст.г}$ и S от соотношения компонентов для топлива ($80\%\ HNO_3 + 20\%\ N_2O_4$) + тонка-250

Определение коэффициента динамической вязкости $\mu_{эф0\infty}$ продуктов сгорания

В расчетные формулы входит коэффициент динамической вязкости $\mu_{эф0\infty}$ продуктов сгорания, соответствующий температуре $T_{эф0\infty}$. Его можно определить следующим образом. Зная состав продуктов сгорания, находим коэффициент динамической вязкости μ при произвольно выбранной температуре T по формуле

$$\frac{1}{\mu} = \sum_i \frac{g_i}{\mu_i},$$

здесь μ_i — вязкость компонентов смеси при выбранной температуре; $g_i = \dfrac{p_i m_i}{\sum p_i m_i}$ — массовая доля компонента, где m_i — молекулярная масса i-го компонента.

Обычно значение T задается в пределах 1000…1400 K, так как для более высоких температур данных о вязкости компонентов смеси нет.

Найденное значение μ при заданной температуре T пересчитывается на коэффициент динамической вязкости при температуре $T_{эф0\infty}$ согласно исходной формуле (4.35) при $n_\mu = 0{,}7$:

$$\mu_{эф0\infty} = \mu \left(\frac{T_{эф0\infty}}{T} \right)^{0,7}. \qquad (4.154)$$

На рис. 4.16 приведены значения $\mu_{эф0\infty}$ для топлива, окислителем которого является смесь из 80 % HNO_3 и 20 % N_2O_4, а горючим — тонка-250.

Результаты вычислений с использованием имеющихся в настоящее время программ термодинамических расчетов, в частности программного комплекса «АСТРА» [16], содержат все необходимые теплофизические данные о равновесном или замороженном составе продуктов сгорания, необходимые для проведения тепловых расчетов ЖРД.

Преобразование формулы для расчета $\mathrm{Re}_{w\,\max}$

Согласно уравнению (4.46) имеем

$$\mathrm{Re}_{w_{\max}} = \frac{d_{кр}\rho_{0\infty} w_{\max}}{\mu_{эф0\infty}}.$$

Плотность заторможенного потока $\rho_{0\infty}$ определим по уравнению состояния (4.34):

$$\rho_{0\infty} = \frac{p_{0\infty}}{R_{г.н} T_{эф0\infty}}, \qquad (4.155)$$

максимальную скорость истечения — по формуле (4.49):

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2}{r_в} c_{p\,эф.ср\infty} T_{эф0\infty}}, \qquad (4.156)$$

где $c_{p\,эф.ср\infty}$ — средняя эффективная теплоемкость.

По известному термодинамическому соотношению имеем

$$c_{p\,\text{эф.ср}\,\infty} = \frac{\gamma r_{\text{в}} R_{\text{г.н}}}{\gamma - 1}. \tag{4.157}$$

Подставляя выражения (4.155)–(4.157) в уравнение (4.46) и полагая $\gamma = 1{,}2$, в системе СИ получим

$$\text{Re}_{w_{\max}} = \frac{d_{\text{кр}} p_{0\infty} \sqrt{2\dfrac{\gamma}{\gamma-1} R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}}{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty} \mu_{\text{эф}0\infty}} = \frac{3{,}46\, d_{\text{кр}} p_{0\infty}}{\mu_{\text{эф}0\infty} \sqrt{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}}, \tag{4.158}$$

где $d_{\text{кр}}$ — в м, $p_{0\infty}$ — в Па, $\mu_{\text{эф}0\infty}$ — в Па · с, $R_{\text{г.н}}$ — в Дж/(кг · К) и $T_{\text{эф}0\infty}$ — в К.

Определение конвективного теплового потока $q_{\text{к}}$

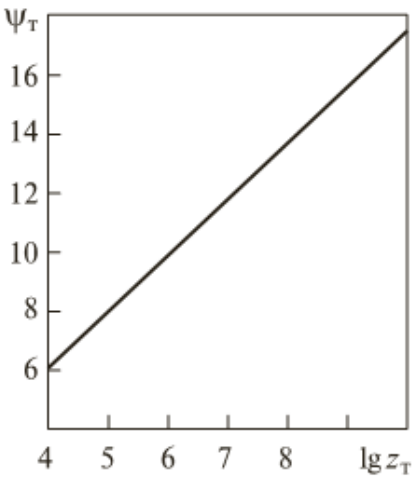


Рис. 4.17. Зависимость $\psi_{\text{т}} = f(z_{\text{т}})$

Зная $\text{Re}_{w_{\max}}$, можно, используя формулу (4.146) или (4.151), определить изменение $z_{\text{т}}$ по длине камеры и сопла ЖРД, а затем по формуле (4.134) — параметр $\psi_{\text{т}}$. Поскольку в формуле (4.134) $\psi_{\text{т}}$ не выражено в явном виде, то для его определения удобно воспользоваться вспомогательным графиком $\psi_{\text{т}} = f(z_{\text{т}})$ (рис. 4.17).

Подставив в уравнение (4.47) значение $A_{\text{т}}$, выраженное через $\psi_{\text{т}}$ и $b_{\text{т}}$ из уравнения (4.128), и заменив $\Delta h_{0\infty}$ по формуле (4.132), получим соотношение для определения конвективного теплового потока:

$$q_{\text{к}} = q_{\text{ст}} = \frac{\rho_{0\infty} w_{\infty} \dfrac{p}{p_{0\infty}} c_{p\,\text{эф}} T_{\text{эф}0\infty} \left(1 - \overline{T}_{\text{ст.г}}\right)}{\psi_{\text{т}}^2 b_{\text{т}}^2}. \tag{4.159}$$

Подставим в (4.159) значение $\rho_{0\infty}$, определенное по формуле (4.155), $p/p_{0\infty}$ — по формуле (4.143) и w_{∞} — по формуле

$$w_{\infty} = \beta_w w_{\max} = \beta_w \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1} R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}, \tag{4.160}$$

получим

$$q_{\text{к}} = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{\beta_w \left(1 - \beta_w^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} p_{0\infty}\, c_{p\,\text{эф}} T_{\text{эф}0\infty} \left(1 - \overline{T}_{\text{ст.г}}\right)}{\psi_{\text{т}}^2 b_{\text{т}}^2 \sqrt{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}}. \tag{4.161}$$

Полагая $\gamma = 1{,}2$, получим

$$q_{\text{к}} = 3{,}46 \frac{\beta_w \left(1 - \beta_w^2\right)^6 p_{0\infty}\, c_{p\,\text{эф}} T_{\text{эф}0\infty} \left(1 - \overline{T}_{\text{ст.г}}\right)}{\psi_{\text{т}}^2 b_{\text{т}}^2 \sqrt{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}}. \tag{4.162}$$

Величина $\beta_w(1-\beta_w^2)^6$, как отмечалось выше, является функцией от $\overline{D} = D/d_{кр}$. Для удобства расчетов в приложении на рис. П.4 приведены вспомогательный график зависимости $\beta_w(1-\beta_w^2)^6 = f(\overline{D})$ и вспомогательные графики зависимостей β_w и $(1-\beta_w^2)^6$ от $\overline{D}$.

Учет влияния числа Pr и окончательная расчетная формула для определения $q_к$

Формула (4.162) получена нами в предположении того, что Pr = 1. В действительности для продуктов сгорания ЖРД число Pr = 0,75–0,8, поэтому для получения окончательной расчетной формулы мы должны внести в выражение (4.162) соответствующую поправку.

С учетом формул (4.2), (4.47) и равенства (4.132) определим коэффициент теплоотдачи от газа к стенке:

$$\alpha_г = \frac{q_к}{T_{эф0\infty} - T_{ст.г}} = \frac{\rho_{0\infty} w_\infty \dfrac{p}{p_{0\infty}} c_{p\,эф}}{A_т^2}. \qquad (4.163)$$

Полагая $\delta \approx \delta_т$, определим число Нуссельта пограничного слоя в виде

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_г \delta}{\lambda_г} = \frac{\alpha_г \delta}{\mu_г c_{p\,эф}} \frac{\mu_г c_{p\,эф}}{\lambda_г} = \frac{\alpha_г \delta}{\mu_г c_{p\,эф}} \mathrm{Pr}, \qquad (4.164)$$

где $\lambda_г$ и $\mu_г$ — коэффициенты теплопроводности и вязкости газа при некоторой средней по пограничному слою температуре.

Подставляя значение $\alpha_г$ (4.163) в формулу (4.164) и заменяя $p/p_{0\infty}$ на $\rho_{ср}T_{ср}/(\rho_{0\infty}T_{эф0\infty})$, получим

$$\mathrm{Nu} = \frac{\rho_{ср} w_\infty \overline{T}_{ср} \delta}{\mu_г A_т^2} \mathrm{Pr}, \qquad (4.165)$$

где $\overline{T}_{ср} = T_{ср}/T_{эф0\infty}$. Вводя $\mathrm{Re} = \rho_{ср} w_\infty \delta / \mu_г$, получим

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,\overline{T}_{ср}}{A_т^2}. \qquad (4.166)$$

Как известно, при движении потока в трубе при малых скоростях (т. е. βw) характеристики теплообмена могут описываться зависимостью вида

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Pr}^{0,4} f\left(\mathrm{Re}, T_{ст.г}\right).$$

В общем случае с учетом влияния β_w на теплообмен имеем

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{Pr}^{0,4} f\left(\mathrm{Re}, T_{ст.г}, \beta_w\right). \qquad (4.167)$$

Рассматривая условно движение в пограничном слое как движение в трубе, диаметр которой пропорционален δ, и подставляя значение Nu из зависимости (4.167) в выражение (4.166), получим

$$\frac{A_{\text{т}}^2}{\text{Pr}^{0,6}} = \frac{\text{Re}\,\overline{T}_{\text{ср}}}{f\left(\text{Re}, T_{\text{ст.г}}, \beta_w\right)}, \tag{4.168}$$

откуда, учитывая, что значение $T_{\text{ср}}$ пропорционально $T_{\text{ст.г}}$, а число Re пропорционально $\text{Re}_{\text{т}}^{**}$, имеем

$$A_{\text{т}}^2 \cong \text{Pr}^{0,6}\, f_1\left(\text{Re}_{\text{т}}^{**}, T_{\text{ст.г}}, \beta_w\right) = \left(A_{\text{т}}^2\right)_{\text{Pr}=1} \text{Pr}^{0,6}. \tag{4.169}$$

Сопоставив выражения (4.169), (4.159) и (4.128), получаем, что с учетом влияния числа Pr

$$q_{\text{к}} \cong \frac{\left(q_{\text{к}}\right)_{\text{Pr}=1}}{\text{Pr}^{0,6}}. \tag{4.170}$$

Таким образом, уменьшение числа Pr продуктов сгорания приводит к некоторому возрастанию теплового потока. В условиях работы ЖРД (Pr = 0,75–0,8) поправка на влияние числа Pr равна 1,15, т. е.

$$q_{\text{к}} = 1{,}15\left(q_{\text{к}}\right)_{\text{Pr}=1}. \tag{4.171}$$

Внеся эту поправку в численный коэффициент формулы (4.162), получим окончательную расчетную формулу для определения конвективного теплового потока:

$$q_{\text{к}} = 3{,}98\frac{\beta_w\left(1-\beta_w^2\right)^6 p_{0\infty}\, c_{p\,\text{эф}} T_{\text{эф}0\infty}\left(1-\overline{T}_{\text{ст.г}}\right)}{\psi_{\text{т}}^2 b_{\text{т}}^2 \sqrt{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф}0\infty}}}, \tag{4.172}$$

где все величины выражены в системе СИ: $q_{\text{к}}$ — в Вт/м^2, $p_{0\infty}$ — в Па, $c_{p\,\text{эф}}$ и $R_{\text{г.н}}$ — в Дж/(кг · К), $T_{\text{эф}0\infty}$ — в К.

Если при расчете теплообмена в ЖРД возникает необходимость определения коэффициента конвективной теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_{\text{г}}$, то при известном $q_{\text{к}}$ он в соответствии с уравнением (4.2) может быть определен следующим образом:

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{q_{\text{к}}}{T_{\text{эф}0\infty} - T_{\text{ст.г}}}.$$

Влияние пристеночного слоя на теплообмен и расчет $q_{\text{к}}$ при внутреннем охлаждении

В приведенной выше методике расчета конвективной теплоотдачи предполагалось, что между ядром потока и стенкой нет никаких промежуточных слоев газа с параметрами, отличными от параметров ядра потока. Такой случай вполне возможен, когда внутренняя поверхность стенок камеры ЖРД защищена термостойкими покрытиями, так что необходимость во внутреннем охлаждении отпадает. Однако при защите стенок внутренним охлаждением между ядром потока и стенкой образуется защитный пристеночный слой газов более низкой температуры. Как указывалось, этот пристеночный слой может быть образован путем установки на головке специальных периферийных форсунок или с помощью

поясов завесы. Анализ влияния размещения форсунок на $K_{m\,ст}$ и метод расчета распределения $K_{m\,ст}$ по периметру камеры приведены ранее, в § 3.6.

При подаче внутреннего охлаждения через пояса можно весьма приближенно считать, что ниже их по потоку образуется пристеночный слой с соотношением компонентов

$$K_{m\,ст} = \frac{\dot{m}_{о.охл} + \dot{m}_{о.ст}}{\dot{m}_{г.охл} + \dot{m}_{г.ст}},$$

где $\dot{m}_{г.охл}$, $\dot{m}_{о.охл}$ — расход горючего и окислителя на внутреннее охлаждение; $\dot{m}_{г.ст}$, $\dot{m}_{о.ст}$ — расход горючего и окислителя, проходящего через кольцевой пояс вблизи стенки, толщина которого равна шагу между форсунками.

При наличии пристеночного слоя у стенки образуется пограничный слой, параметры которого определяются параметрами данного пристеночного слоя. Если толщина пристеночного слоя $\delta_{пр}$ достаточно большая по сравнению с толщиной пограничного слоя $\delta_т$, то можно считать, что конвективная теплоотдача к стенке происходит не от ядра потока, а от пристеночного слоя. И в этом случае изложенная выше методика расчета конвективных тепловых потоков остается приемлемой при условии, что под эффективной температурой торможения ядра потока $T_{эф0\infty}$ понимается эффективная температура торможения продуктов сгорания $T_{эф0}$, определяемая при соотношении компонентов в пристеночном слое $K_{m\,ст}$. Соответственно этим значениям $T_{эф0}$ и $K_{m\,ст}$ также необходимо брать и величины $R_{г.н}$, $c_{p\,эф.ср}$ и $\mu_{эф0}$.

Расчеты показывают (рис. 4.18), что в пристеночном слое температура $T_{эф}$ очень близка к температуре недиссоциированного газа $T_н$, определенной также при условии постоянства полной энтальпии; в области температур 1700…2200 K, имеющих обычно место в пристеночном слое, температуры $T_{эф}$, $T_н$ и T практически совпадают. Исходя из этого в расчетах по определению конвективных тепловых потоков при внутреннем охлаждении эффективную температуру торможения пристеночного слоя можно принимать равной температуре продуктов сгорания при данном $K_{m\,ст}$ пристеночного слоя.

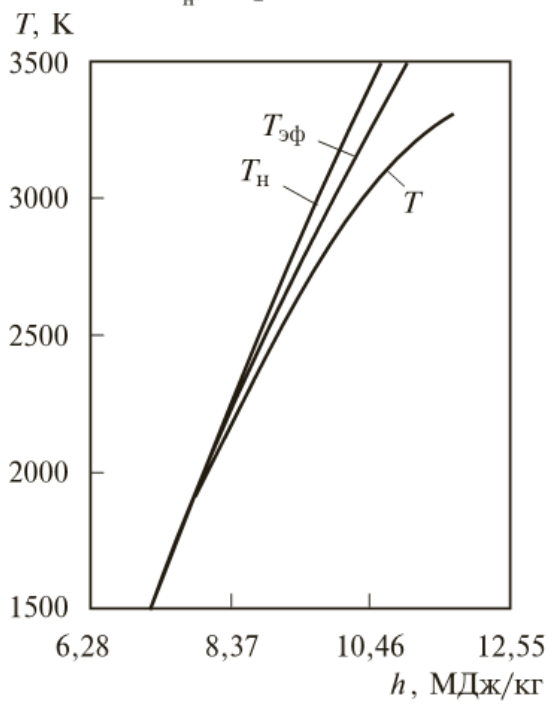


Рис. 4.18. Зависимость T, $T_н$ и $T_{эф}$ от энтальпии для топлива, состоящего из кислорода и 95-процентного этилового спирта

В зависимости от распределения $K_{m\,ст}$ по периметру камеры соответственно будут изменяться распределения температуры пристеночного слоя и конвективных тепловых потоков по периметру камеры.

На рис. 4.19 приведены графики, показывающие влияние изменения $K_{m\,ст}$ по периметру поперечного сечения камеры на величину конвективного теплового потока $q_к$.

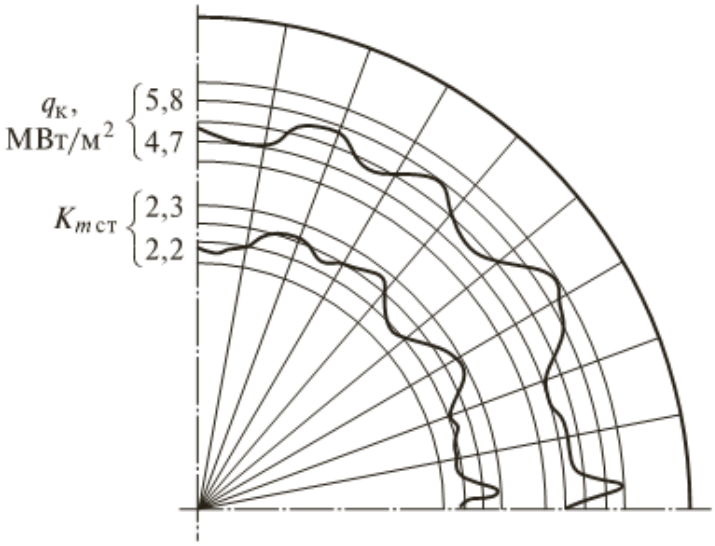


Рис. 4.19. Влияние изменения $K_{m\,ст}$ по периметру камеры на величину $q_к$

Расчет охлаждения ЖРД, очевидно, следует проводить при наиболее неблагоприятных для стенки условиях. Это означает, что в случае завесы охлаждения с избытком горючего ($\alpha_{ст} < \alpha_я$) расчетным значением $K_{m\,ст}$ должно быть наибольшее из его значений по периметру камеры двигателя. При этом, очевидно, в местах с меньшими значениями $K_{m\,ст}$ конвективные тепловые потоки и общий теплосъем с поверхности камеры и сопла ЖРД будут меньше, чем их расчетные значения, определенные при наибольшем (т. е. наихудшем) значении $K_{m\,ст}$. Но эта неточность пойдет в запас надежности охлаждения камеры.

Порядок расчета конвективных тепловых потоков

Предположим, что известны геометрические контуры камеры сгорания и сопла. Известны также вид топлива и соотношение компонентов в ядре потока или в пристеночном слое (в случае, когда имеется пристеночный слой). Тогда расчет конвективных тепловых потоков можно проводить в следующем порядке.

1. Разбиваем камеру и сопло по длине на отдельные участки. Сопловую часть в зависимости от геометрической степени расширения обычно разбивают на 12–20 участков. Камера сгорания разбивается на 3–4 участка по длине. Если камера сгорания цилиндрической формы, то иногда всю часть камеры от эффективного фронта пламени до начала сужающейся части считают одним участком. Для каждого участка определяем средний безразмерный диаметр $\overline{D}$ и средний угол наклона образующей θ, которые для данного участка принимаются неизменными.

2. Задаемся распределением температуры «газовой» стенки $T_{ст.г}$ по длине камеры и сопла ЖРД. Для упрощения расчетов обычно в первом приближении считают $T_{ст.г}$ постоянной по длине камеры и сопла. При этом значение $T_{ст.г}$ удобно брать средним между максимально допускаемым материалом стенки значением $T_{ст.г}$ и ожидаемым значением $T_{ст.г}$ в камере или на срезе. Для стальных стенок среднее значение $T_{ст.г} = 600\ldots800$ K, для стенок из меди или сплавов на основе меди среднее значение $T_{ст.г} = 400\ldots700$ K.

Определив значения тепловых потоков при постоянной по длине стенки температуре $T_{\text{ст.г}}$, окончательные значения $q_{\text{к}}$ находим с помощью формулы пересчета (см. далее (4.177)). Если при расчете $q_{\text{к}}$ возникает необходимость сразу задаваться распределением температуры $T_{\text{ст.г}}$ по длине камеры, то значения и характер распределения $T_{\text{ст.г}}$ в первом приближении выбираем согласно рекомендациям, изложенным ниже (см. § 4.12).

3. Определяем $T_{\text{эф0}\infty}$, $\mu_{\text{эф0}\infty}$, $c_{p\ \text{эф.ср}}$ и $R_{\text{г.н}}$. Порядок определения указанных величин изложен ранее. При наличии пристеночного слоя значения $T_{\text{эф0}\infty}$, $\mu_{\text{эф0}\infty}$, $c_{p\ \text{эф.ср}}$ и $R_{\text{г.н}}$ берутся не для ядра потока, а для параметров продуктов сгорания при соотношении их в пристеночном слое $K_{m\ \text{ст}}$. Определив $T_{\text{эф0}\infty}$, находим распределение по длине $\overline{T}_{\text{ст.г}} = T_{\text{ст.г}} / T_{\text{эф0}\infty}$ и необходимые для дальнейшего расчета вспомогательные величины $b_{\text{т}}$, $b_{\text{т}}^2$ и $1/(a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}_{\text{к}}^{1,2})$.

4. По формуле (4.158) имеем

$$\text{Re}_{w_{\max}} = \frac{3{,}46\, d_{\text{кр}}\, p_{0\infty}}{\mu_{\text{эф0}\infty} \sqrt{R_{\text{г.н}} T_{\text{эф0}\infty}}}.$$

Для изобарической камеры $p_{0\infty} = p_{\text{к}}$; для скоростной камеры сгорания $p_{0\infty} = p_{0\text{к}}$.

5. Рассчитываем величину $z_{\text{т}}$ по длине камеры и сопла. По формуле (4.146) имеем

$$z_{\text{т}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}^{1,2}} \int_0^{\overline{x}_1} \frac{f(\overline{D})}{\cos\theta}\, d\overline{x}.$$

В расчете $z_{\text{т}}$ при цилиндрической камере сгорания используем формулу (4.151):

$$z_{\text{т}} = \frac{\text{Re}_{w_{\max}}}{a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}^{1,2}} \left(\frac{0{,}142 \overline{L}_{\text{к}}}{\overline{D}_{\text{к}}^{0,8}} + \int_{\overline{x}_{\text{к}}}^{\overline{x}_1} \frac{f(\overline{D})}{\cos\theta}\, d\overline{x} \right).$$

В приведенных формулах величины $1/(a_{\text{т}} b_{\text{т}}^2 \overline{D}_{\text{к}}^{1,2})$ и $f\left(\overline{D}\right)$ находим по вспомогательным графикам (см. приложение, рис. П.1–П.4).

6. На вспомогательном графике (рис. 4.17) находим изменение $\psi_{\text{т}} = f(z_{\text{т}})$ по длине камеры и сопла.

7. Зная $\psi_{\text{т}}$, определяем $q_{\text{к}}$ для каждого участка по формуле (4.172). Значение $\beta_w(1 - \beta_w^2)$ находим по вспомогательному графику (см. приложение, рис. П.4).

Определение конвективных тепловых потоков по критериальным уравнениям

Как мы видим, расчет конвективных тепловых потоков на основе решения системы уравнений турбулентного пограничного слоя является весьма трудоемкой задачей. Поэтому иногда для получения распределения удельных конвективных тепловых потоков по длине камеры двигателя используют критериальные формулы.

Для определения $q_к$ можно использовать критериальную формулу *Гухмана — Илюхина*:

$$\mathrm{Nu} = 0,0162\,\mathrm{Re}^{0,82}\left(\frac{T_0}{T_{ст.г}}\right)^{0,35}.$$

После подстановки в это соотношение значений критериев получим следующую формулу для определения коэффициента теплоотдачи от газа к стенке:

$$\alpha_г = 0,0206\,c_{p\,ст}\mu_{ст}^{0,18}\frac{\dot{m}^{0,82}}{D^{1,82}}\left(\frac{T_0}{T_{ст.г}}\right)^{0,35}, \qquad (4.173)$$

где $c_{p\,ст}$, $\mu_{ст}$ — теплоемкость и вязкость продуктов сгорания при температуре «газовой» стенки (Дж/(кг · К), (Па · с)); $\dot{m}$ — расход топлива (кг/с); D — диаметр участка (м); T_0 и $T_{ст.г}$ — температура торможения потока продуктов сгорания и температура газовой стенки (К).

Зная $\alpha_г$, удельные тепловые потоки определяем по формуле

$$q_к = \alpha_г\left(T_0 - T_{ст.г}\right).$$

Подробно порядок расчета $q_к$ по критериальным уравнениям и пример расчета изложены в работе [2].

4.7. Пересчет конвективных тепловых потоков

Как видно из предыдущего, расчет конвективных тепловых потоков является трудоемкой задачей. Поэтому значительно удобнее методика пересчета данных о конвективных тепловых потоках для известного нам «базового» двигателя на проектируемый.

Для получения формул пересчета найдем приближенную связь между значениями $q_к$ для двух геометрически подобных камер ЖРД, отличающихся размерами, давлением в камере, видом топлива, соотношением компонентов и температурой стенки. Рассмотрим выражение (4.146). Для геометрически подобных двигателей в соответствующих сечениях (т. е. в сечениях, где $\bar{D}$ одинаковы) комплекс

$$B = \frac{1}{\bar{D}^{1,2}}\int_0^{\bar{x}_1}\frac{f(\bar{D})}{\cos\theta}\,d\bar{x} = \frac{z_т a_т b_т^2}{\mathrm{Re}_{w_{\max}}} \qquad (4.174)$$

будет иметь одинаковые значения.

В формуле (4.174) величина $z_т$ связана с $\psi_т$ зависимостью (4.134). Приближенно имеем

$$\psi_т^2 = 15,8 z_т^{0,13}.$$

Подставляя сюда значение $z_т$ из формулы (4.174), получим

$$\psi_т^2 = 15,8\frac{B^{0,13}\,\mathrm{Re}_{w_{\max}}^{0,13}}{\left(a_т b_т^2\right)^{0,13}}. \qquad (4.175)$$

Теперь, подставляя выражение (4.175) в равенство (4.172) и заменяя $\mathrm{Re}_{w_{\max}}$ по формуле (4.158), получим следующее соотношение для определения $q_к$:

$$q_к = 3{,}98\frac{\beta_w\left(1-\beta_w^2\right)^6 p_{0\infty}c_{p\,эф.ср}\left(T_{эф0\infty}-T_{ст.г}\right)\left(a_т b_т^2\right)^{0{,}13}\left(\mu_{эф0\infty}\sqrt{R_{г.н}T_{эф0\infty}}\right)^{0{,}13}}{b_т^2\cdot 15{,}8B^{0{,}13}\sqrt{R_{г.н}T_{эф0\infty}}\left(3{,}46\right)^{0{,}13}d_{кр}^{0{,}13}\left(p_{0\infty}\right)^{0{,}13}}. \quad (4.176)$$

Входящую в формулу (4.176) величину $a_т^{0{,}13}/b_т^{1{,}74}$ можно приближенно представить в виде

$$a_т^{0{,}13}/b_т^{1{,}74} \approx \left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{-0{,}26}.$$

Подставив это выражение в формулу (4.175) и заменив постоянные множители константой $k_1 = 0{,}214$, получим

$$q_к = k_1\frac{\beta_w\left(1-\beta_w^2\right)^6 p_{0\infty}^{0{,}87}c_{p\,эф.ср}\left(T_{эф0\infty}-T_{ст.г}\right)\left(\mu_{эф0\infty}\right)^{0{,}13}}{B^{0{,}13}d_{кр}^{0{,}13}\left(\sqrt{R_{г.н}T_{эф0\infty}}\right)^{0{,}87}\left(\overline{T}_{ст.г}\right)^{0{,}26}}. \quad (4.177)$$

Сравнивая конвективные тепловые потоки «базового» (индекс I) и геометрически подобного ему двигателя, получим для сходственных точек, в которых $\overline{D}$, а следовательно, и комплексы B одинаковы, следующее соотношение:

$$\frac{q_к}{q_к^{I}} = \left(\frac{p_{0\infty}}{p_{0\infty}^{I}}\right)^{0{,}87}\left(\frac{d_{кр}^{I}}{d_{кр}}\right)^{0{,}13}\left(\frac{R_{г.н}^{I}}{R_{г.н}}\right)^{0{,}435}\frac{c_{p\,эф.ср}}{c_{p\,эф.ср}^{I}}\frac{\left(T_{эф0\infty}-T_{ст.г}\right)}{\left(T_{эф0\infty}^{I}-T_{ст.г}^{I}\right)}\times$$

$$\times\left(\frac{\mu_{эф0\infty}}{\mu_{эф0\infty}^{I}}\right)^{0{,}13}\left(\frac{T_{эф0\infty}^{I}}{T_{эф0\infty}}\right)^{0{,}175}\left(\frac{T_{ст.г}^{I}}{T_{ст.г}}\right)^{0{,}26}. \quad (4.178)$$

Введя обозначение

$$S = \frac{c_{p\,эф.ср}\left(T_{эф0\infty}-T_{ст.г}\right)\left(\mu_{эф0\infty}\right)^{0{,}13}}{\left(R_{г.н}\right)^{0{,}435}\left(T_{эф0\infty}\right)^{0{,}175}\left(T_{ст.г}\right)^{0{,}26}}, \quad (4.179)$$

получим из соотношения (4.179) формулу для пересчета тепловых потоков:

$$\frac{q_к}{q_к^{I}} = \left(\frac{p_{0\infty}}{p_{0\infty}^{I}}\right)^{0{,}87}\left(\frac{d_{кр}^{I}}{d_{кр}}\right)^{0{,}13}\frac{S}{S^{I}}. \quad (4.180)$$

Величина S зависит от рода топлива, соотношения компонентов и температуры газовой стенки. Для каждого топлива можно рассчитать вспомогательные графики изменения S в зависимости от $T_{ст.г}$ и соотношения компонентов K_m. Для некоторых топлив такие графики приведены на рис. 4.16 и в приложении (рис. П.5–П.8).

Формула (4.180) получена для геометрически подобных двигателей. Однако ее можно использовать также и для приближенных расчетов геометрически не подобных, но близких по форме двигателей. При этом значения $q_к$ и S для обоих двигателей необходимо брать в сечениях, где D одинаковы. Формулу (4.180) удобно использовать также при необходимости пересчета тепловых

потоков в одном и том же двигателе, но при различных значениях $T_{ст.г}$. В этом случае, так как $p_{0\infty}$ и $d_{кр}$ остаются неизменными, формула пересчета имеет вид

$$\frac{q_к}{q_к^I} = \frac{S}{S^I},$$

где $q^I_к$ и S^I — значения при определенной заданной температуре.

4.8. Определение лучистых тепловых потоков

Лучистый теплообмен в ЖРД

В камере двигателя происходит излучение продуктов сгорания. Как известно, излучательная и поглощательная способность газов, входящих в состав продуктов сгорания, различна; наибольшей излучательной и поглощательной способностью обладают многоатомные газы, в первую очередь, водяной пар H_2O и углекислота CO_2.

Излучение и поглощение газов имеют следующие основные отличия от излучения и поглощения твердых тел.

Твердые тела излучают и поглощают энергию всех длин волн от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$, а газы — только в определенных интервалах длин волн (так называемых линиях или полосах), различных для различных газов. Такое излучение или поглощение называется *избирательным*, или *селективным*.

Твердые тела в большинстве своем непрозрачны для тепловых лучей, и можно считать, что излучение и поглощение у них происходят в поверхностном слое. В газах излучение и поглощение происходят в объеме. При этом излучательная и поглощательная способности газа определяются количеством молекул газа, находящегося в объеме. При данной температуре количество молекул газа пропорционально парциальному давлению газа p и объему газа, характеризуемому длиной пути луча $l_э$. Средняя длина пути луча $l_э$ зависит от формы объема, занимаемого излучающим газом. В табл. 4.2 приведены значения $l_э$ для газовых тел различной формы.

Таблица 4.2

Длина пути луча для газовых тел различной формы [17]

Форма газового тела	$l_э / D_к$
Сфера диаметром $D_к$; сферическая камера сгорания диаметром $D_к$	0,6
Цилиндр диаметром $D_к$, бесконечно длинный; излучение на боковую поверхность	0,9
Цилиндр длиной $L = D_к$; излучение на боковую поверхность	0,6
Камера сгорания цилиндрическая:	
$L_к / D_к = 1$	0,6
$L_к / D_к = 1{,}5$	0,75
$L_к / D_к = 2–3$	0,85
$L_к / D_к > 4$	0,9

По опытным данным для газов излучение и поглощение водяного пара пропорционально T^3, углекислоты — пропорционально $T^{3,5}$. Так, для излучения объема продуктов сгорания в промышленных топках получены следующие эмпирические формулы, по которым определяются лучистые тепловые потоки [1]:

$$q_{\text{л}\,H_2O} = 3{,}5\left(p_{H_2O}\cdot 9{,}8\cdot 10^4\right)^{0,8} l_{\text{э}}^{0,6}\left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100}\right)^3 - \left(\frac{T_{\text{ст.г}}}{100}\right)^3\right],$$

$$q_{\text{л}\,CO_2} = 3{,}5\sqrt[3]{p_{CO_2}\cdot 9{,}8\cdot 10^4\cdot l_{\text{э}}}\left[\left(\frac{T_{\text{г}}}{100}\right)^{3,5} - \left(\frac{T_{\text{ст.г}}}{100}\right)^{3,5}\right], \qquad (4.181)$$

где p_{H_2O} и p_{CO_2} — парциальные давления (Па), а $l_{\text{э}}$ — длина пути луча (м). При этом полный лучистый тепловой поток вычисляется по формуле

$$q_{\text{л}} = q_{\text{л}\,H_2O} + q_{\text{л}\,CO_2}. \qquad (4.182)$$

Эти формулы могут быть использованы для ориентировочной оценки величины $q_{\text{л}}$ в камере сгорания и сопле двигателя. Однако при высоких давлениях, имеющих место в камере сгорания ЖРД, использование эмпирических формул (4.181) недостаточно правомерно, так как получены они при атмосферном давлении и температурах до 2500 К. Поэтому ниже будет приведена более строгая методика расчета лучистого теплового потока $q_{\text{л}}$ в камере сгорания.

Для расчета излучения газов будем использовать закон Стефана—Больцмана. При этом плотность потока излучения и поглощения газа принимается пропорциональной четвертой степени абсолютной температуры.

В общем случае лучистый тепловой поток в камере двигателя от газов к стенке определяется выражением

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{ст.эф}}\varepsilon_{\text{г}}c_0\left(\frac{T_{\text{г}}}{100}\right)^4 - \varepsilon_{\text{ст.эф}}A_{\text{г}}c_0\left(\frac{T_{\text{ст.г}}}{100}\right)^4, \qquad (4.183)$$

где $T_{\text{г}}$ и $T_{\text{ст.г}}$ — соответственно температуры продуктов сгорания и газовой стенки (К); $\varepsilon_{\text{ст.эф}}$ — эффективная степень черноты стенки; $\varepsilon_{\text{г}}$ — степень черноты продуктов сгорания; $c_0 = 5{,}67$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела (Вт/(м^2 · К^4)); $A_{\text{г}}$ — поглощательная способность газа при температуре, равной $T_{\text{ст.г}}$.

Первый член уравнения (4.183) определяет излучение от газов к стенке. Второй — излучение от стенки к газам. Порядок определения $\varepsilon_{\text{ст.эф}}$, $\varepsilon_{\text{г}}$ и $A_{\text{г}}$ будет рассмотрен далее.

Формулу (4.183) следует использовать для расчета $q_{\text{л}}$ в двигателях, имеющих высокие значения $T_{\text{ст.г}}$, например при применении различного рода керамических или других жароупорных покрытий. В двигателях с медными или стальными охлаждаемыми стенками, не имеющими никаких специальных жароупорных покрытий, величина $T_{\text{ст.г}}$ сравнительно невелика, и поэтому значение второго члена

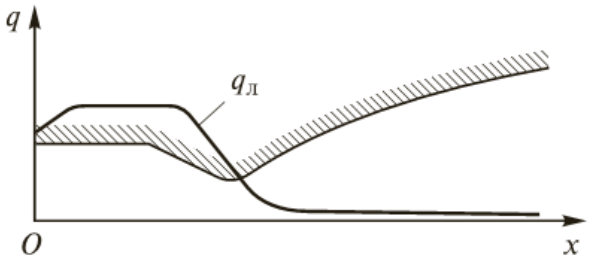


Рис. 4.20. Распределение $q_л$ по длине двигателя

(4.183) также невелико, следовательно, тепловым излучением стенки можно пренебречь. В этом случае формула (4.183) будет иметь вид

$$q_л = \varepsilon_{ст.эф}\varepsilon_г c_0 \left(\frac{T_г}{100}\right)^4. \qquad (4.184)$$

Поскольку лучистые тепловые потоки определяются в первую очередь термодинамической температурой, по длине сопла всегда происходит резкое снижение значений $q_л$. На рис. 4.20 показана типичная схема распределения $q_л$ по длине камеры двигателя. Во входной части сопла происходит резкое падение значений $q_л$, и в закритической части они по сравнению со значениями $q_{л.к}$ в камере сгорания пренебрежимо малы. Поэтому при расчетах лучистых тепловых потоков нет смысла определять $q_л$ для каждого сечения камеры сгорания и сопла, а найдя значения $q_{л.к}$ в камере сгорания, можно с достаточной степенью точности принять следующее распределение $q_л$ по длине камеры и сопла: около головки $q_л \approx 0{,}8\, q_{л.к}$, на начальном участке камеры сгорания длиной 50…100 мм значение $q_л$ возрастает до $q_{л.к}$ и далее остается постоянным до сечения докритической части сопла, где $D = 1{,}2D_{кр}$. В критическом сечении $q_л = 0{,}5q_{л.к}$; в закритической части сопла в сечении, где $D = 1{,}5D_{кр}$, имеем $q_л = 0{,}1q_{л.к}$ и в сечении, где $D = 2{,}5D_{кр}$, имеем $q_л = 0{,}02q_{л.к}$.

Определение $\varepsilon_{ст.эф}$, $\varepsilon_г$, $A_г$

Значения $\varepsilon_{ст.эф}$, $\varepsilon_г$ и $A_г$ зависят от излучательной способности газов, составляющих продукты сгорания, а также от степени черноты стенки камеры. Приведем методику определения этих величин.

Определение степени черноты продуктов сгорания $\varepsilon_г$. Как указывалось, из газов, составляющих продукты сгорания ЖРД, практическое значение для расчета $q_л$ имеет только излучение H_2O и CO_2. Поэтому принимается, что излучательная способность продуктов сгорания $\varepsilon_г$ зависит от излучательной способности паров воды ε_{H_2O} и углекислого газа ε_{CO_2} и определяется выражением

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \varepsilon_{H_2O}\varepsilon_{CO_2}. \qquad (4.185)$$

Последний член в выражении (4.185) означает, что излучение смеси H_2O и CO_2 несколько меньше суммы излучений этих газов, так как полосы излучения и поглощения для H_2O и CO_2 частично совпадают. Поэтому энергия излучения, например H_2O, частично поглощается углекислым газом и наоборот.

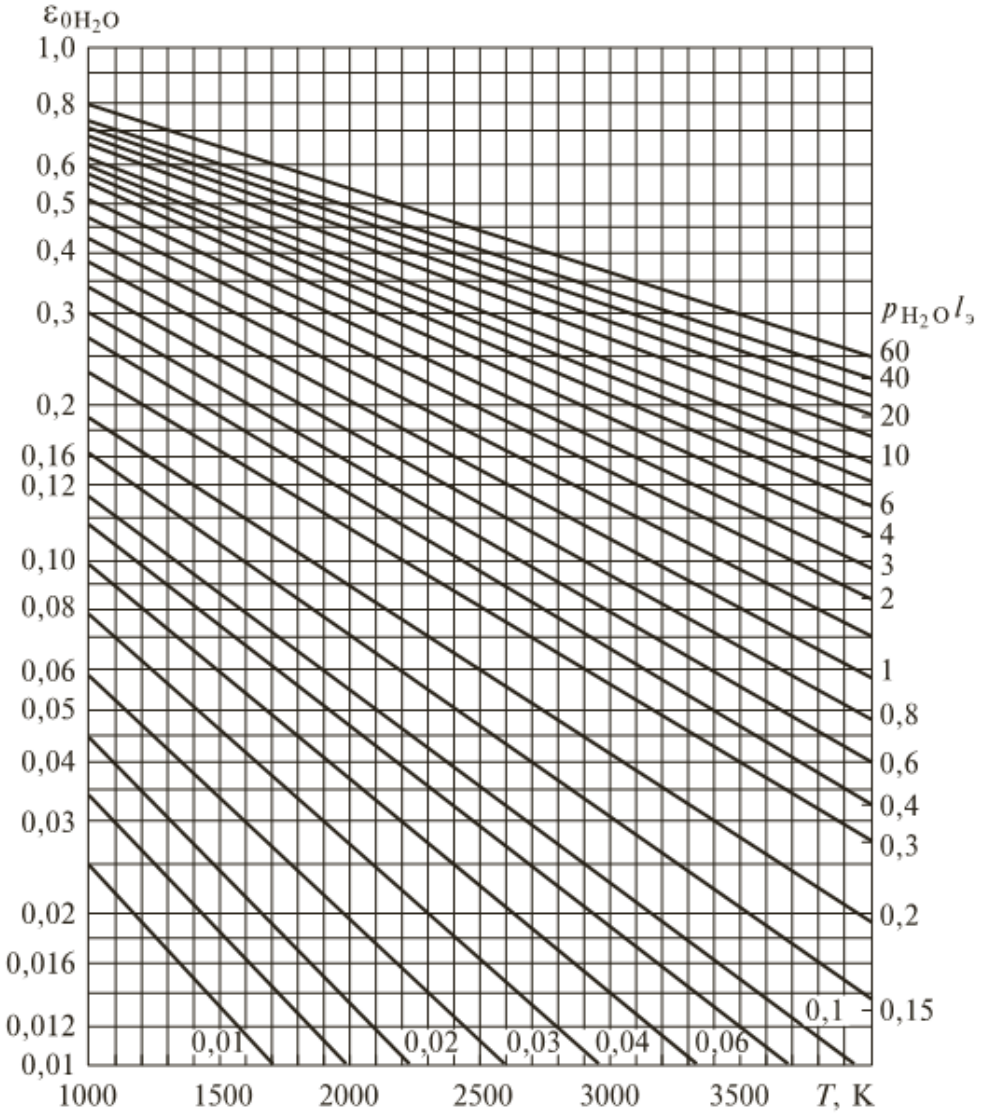


Рис. 4.21. Зависимость $\varepsilon_{0H_2O} = f(T, p_{H_2O} l_э)$, где p_{H_2O} — в бар, $l_э$ — в м

Излучательная способность паров воды ε_{H_2O} является функцией температуры, параметра $(pl_э)$ и давления в камере. С учетом всех этих факторов ε_{H_2O} определяется формулой

$$\varepsilon_{H_2O} = 1 - \left(1 - \varepsilon_{0\,H_2O}\right)^{1 + k_{H_2O} p_{H_2O}}, \qquad (4.186)$$

где $\varepsilon_{0H_2O} = fT, p_{H_2O} l_э)$ — степень черноты H_2O при $p_{H_2O} \to 0$ и $p_к$ = 0,101 МПа; $k_{H_2O} = f(p_{H_2O}, p_{H_2O} l_э)$ — коэффициент, учитывающий влияние давления на ε_{H_2O}.

Значение $\varepsilon_{0H_2O} = f(T, p_{H_2O} l_э)$ определяется по графикам на рис. 4.21, полученным путем экстраполяции данных Хоттеля и Эгберта [18]. График зависимости $n = 1 + k_{H_2O} = f(p_{H_2O}, p_{H_2O} l_э)$ представлен на рис. 4.22 (влияние температуры на k_{H_2O} незначительно и поэтому не учитывается).

Для расчета ε_{H_2O} по формуле (4.186) можно воспользоваться вспомогательным графиком зависимости $\varepsilon_{H_2O} = f(\varepsilon_{0H_2O}, k_{H_2O} p_{H_2O})$ (рис. 4.23).

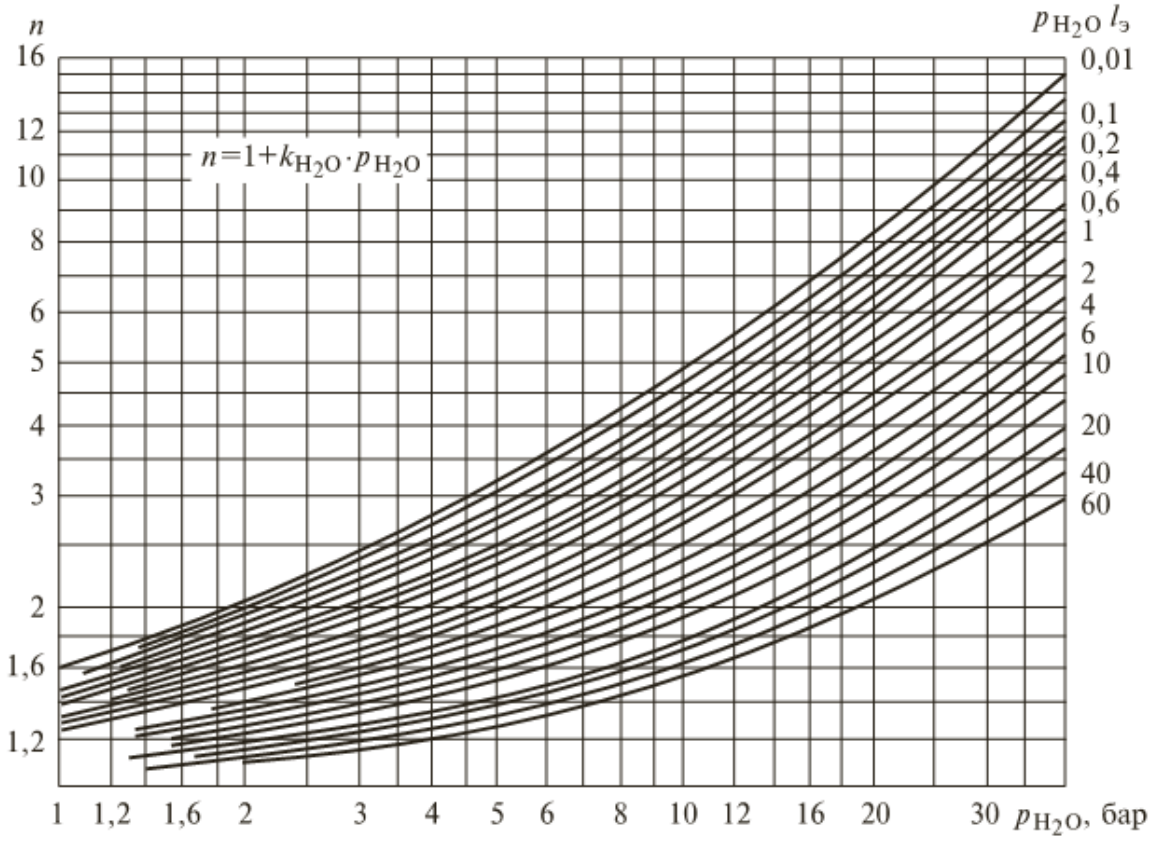


Рис. 4.22. Зависимость $1 + k_{H_2O} p_{H_2O} = f(p_{H_2O}, p_{H_2O} l_э)$

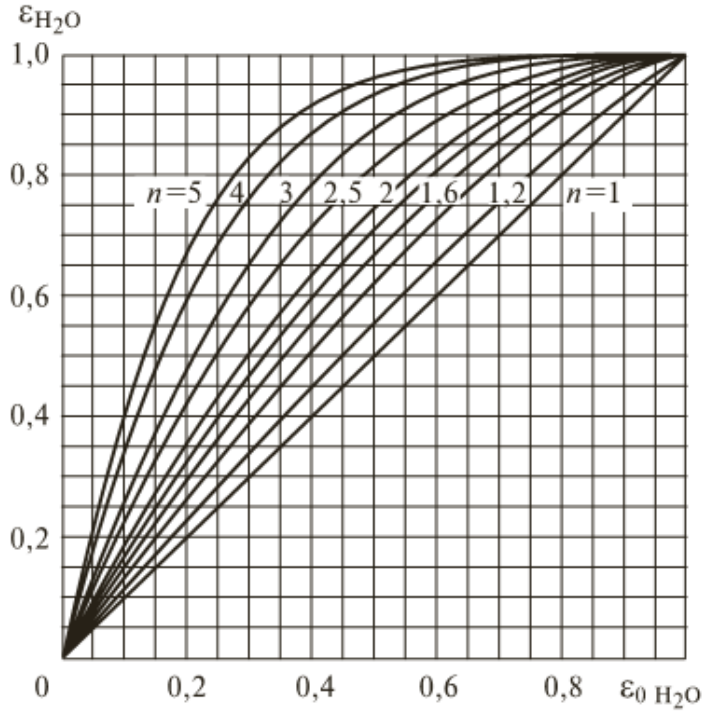


Рис. 4.23. Вспомогательный график для расчета $\varepsilon_{H_2O} = f(\varepsilon_{0\,H_2O}, k_{H_2O} p_{H_2O})$

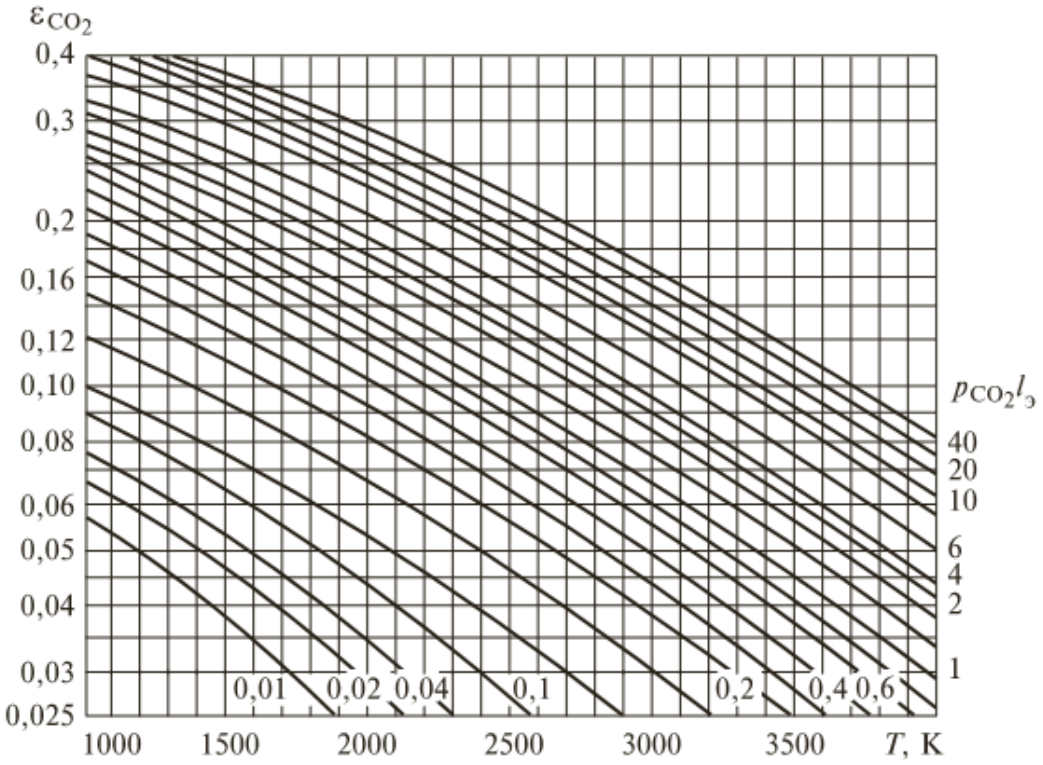


Рис. 4.24. Зависимость $\varepsilon_{CO_2} = f(T, p_{CO_2} l_э)$

Излучательная способность углекислого газа $\varepsilon_{CO_2} = f(T, p_{CO_2} l_э)$ определяется по графикам, представленным на рис. 4.24 (от давления ε_{CO_2} зависит незначительно).

Определив ε_{H_2O} и ε_{CO_2}, по формуле (4.185) находим степень черноты продуктов сгорания $\varepsilon_г$.

Определение эффективной излучательной способности стенки $\varepsilon_{ст.эф}$. При наличии излучающего газа эффективная излучательная способность стенки $\varepsilon_{ст.эф}$ больше обычного значения излучательной способности стенки $\varepsilon_{ст}$ и кроме того зависит и от излучательной способности газа $\varepsilon_г$:

$$\varepsilon_{ст.эф} = \varepsilon_{ст}\left(1+\left(1-\varepsilon_{ст}\right)\left(1-\varepsilon_г\right)\right). \qquad (4.187)$$

Поскольку часто стенки покрыты сажей, в этом случае независимо от материала стенки можно считать $\varepsilon_{ст} = 0{,}8$. Если сажи на стенках нет, ориентировочные значения $\varepsilon_{ст}$ для различных материалов можно взять из табл. 4.3.

Таблица 4.3

Излучательная способность $\varepsilon_{ст}$ для различных металлов

Материал	$T_{ст}$, °C	$\varepsilon_{ст}$
Алюминий, окисленный при 600 °C	200…600	0,11…0,19
Бронза полированная	50	0,1
Бронза шероховатая	50…150	0,55
Вольфрам	600…1000 1500…2000	0,1…0,16 0,24…0,31

Окончание табл. 4.3

Материал	$T_{ст}$, °С	$\varepsilon_{ст}$
Латунь, окисленная при 600 °С	200…600	0,61…0,59
Медь, окисленная при 600 °С	200…600	0,57…0,87
Молибден	600…1000	0,08…0,13
Никель окисленный	200…600	0,37…0,48
Ниобий	200…400 1000…1600	0,17 0,20
Сталь легированная	500	0,35
Сталь окисленная	200…600	0,8
Сталь сильно окисленная	500	0,98
Сталь шлифованная	950…1110	0,55…0,61
Титан	300…1400	0,3…0,44
Хромоникель	125…1034	0,64…0,76
Чугун, окисленный при 600 °С	200…600	0,64…0,78

Определение поглощательной способности газа $A_г$. Поскольку температура газа не равна температуре стенки и газ поглощает селективно, то в общем случае $\varepsilon_г \neq A_г$. Однако при технических расчетах можно принимать $A_г = \varepsilon'_г$, где $\varepsilon'_г$ — излучательная способность газа, взятая при температуре «газовой» стенки $T_{ст.г}$. При этом $\varepsilon'_г$ определяется по формуле (4.185).

Определение $q_л$ при отсутствии пристеночного слоя

При расчете считаем известными размеры и форму камеры, состав и температуру продуктов сгорания, давление в камере и температуру «газовой» стенки. Имея эти данные, можно установить следующий порядок расчета $q_л$.

1. По табл. 4.2 определим длину пути луча $l_э$.

2. Определим по формуле (4.185) излучательную способность газа $\varepsilon_г$ в камере сгорания.

3. Считая $\varepsilon_{ст} = 0{,}8$ при наличии сажи на стенках или определяя $\varepsilon_{ст}$ из данных табл. 4.3 при отсутствии сажи, по формуле (4.187) находим эффективную излучательную способность стенки $\varepsilon_{ст.эф}$.

4. В случае высокого значения $T_{ст.г}$ определим $A_г$.

5. Определим лучистые тепловые потоки в камере сгорания $q_{л.к}$. При наличии керамических или жаропрочных покрытий, обусловливающих высокую $T_{ст.г}$, рассчитаем $q_{л.к}$ по формуле (4.183). При отсутствии покрытий излучением стенки пренебрегаем и расчет $q_{л.к}$ проводим по формуле (4.184).

6. Зная $q_{л.к}$, определим распределение лучистых тепловых потоков по длине камеры сгорания и сопла ЖРД.

Определение $q_л$ при наличии пристеночного слоя

Пристеночный слой продуктов сгорания при внутреннем охлаждении стенок камеры ЖРД имеет более низкую температуру, чем ядро потока. Этот слой выполняет функцию полупрозрачного экрана между ядром потока и стенкой.

Количество энергии, излучаемой пристеночным слоем, сравнительно невелико ввиду его низкой температуры. В то же время этот слой может поглощать значительную часть лучистой энергии, направленной от ядра потока к стенке, так как в составе компонентов слоя так же, как и в составе продуктов сгорания ядра, преобладают основные излучающие и поглощающие газы H_2O и CO_2.

Таким образом, пристеночный слой снижает лучистые тепловые потоки, направленные в стенку камеры двигателя, на 30…60 %.

Рассмотрим упрощенный способ учета влияния пристеночного слоя.

В обычном диапазоне значений отношения $K_{m\,ст}/K_m = 0{,}3–0{,}6$ уменьшение интенсивности излучения к стенке можно принять постоянным и тогда выражение для приближенного расчета $q_л$ имеет вид

$$q_{л.пр} = 0{,}65\varphi\varepsilon_{ст.эф}q_л, \tag{4.188}$$

где $q_л$ — удельный лучистый тепловой поток при отсутствии внутреннего охлаждения (4.184); $q_{л.пр}$ — удельный лучистый тепловой поток с учетом влияния пристеночного слоя; $\varepsilon_{ст.эф}$ — эффективная излучательная способность стенки; 0,65 — коэффициент, учитывающий уменьшение интенсивности излучения при внутреннем охлаждении; φ — коэффициент, учитывающий уменьшение интенсивности излучения ядра потока вследствие уменьшения площади поверхности излучающего объема продуктов сгорания по сравнению с площадью поверхности камеры сгорания, воспринимающей излучение:

$$\varphi = \frac{D_к - 2H}{D_к}\,\frac{L'_к - 2H}{L'_к}, \tag{4.189}$$

где $D_к$ — диаметр камеры сгорания; H — шаг между форсунками; $L'_к$ — длина камеры сгорания до критического сечения.

Таким образом, определив величину лучистого теплового потока при отсутствии внутреннего охлаждения в порядке, приведенном выше, окончательно лучистый тепловой поток с учетом пристеночного слоя $q_{л.пр}$ мы находим по формуле (4.188).

4.9. Определение теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости

От стенки к охлаждающей жидкости теплота передается путем конвекции. Тепловой поток от стенки к охладителю определяется выражением

$$q = \alpha_ж\left(T_{ст.ж} - T_ж\right), \tag{4.190}$$

где $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости; $T_{ст.ж}$ — температура стенки со стороны жидкости; $T_ж$ — температура жидкости.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости $\alpha_ж$ целесообразно определять, используя критериальные уравнения, полученные в результате обработки опытных данных о теплообмене в каналах различного сечения. Применительно к теплоотдаче в охлаждающем тракте ЖРД при наличии больших тепловых потоков целесообразно и достаточно надежно использование формулы М. А. Михеева [18]:

$$\mathrm{Nu} = 0,021\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}\,\Psi_т. \qquad (4.191)$$

В формуле (4.191) определяющей температурой является температура охлаждающей жидкости $T_ж$, а определяющим размером — *эквивалентный* (*гидравлический*) *диаметр* охлаждающего тракта $d_э$.

Подставив в формулу (4.191) выражения для Nu, Re и Pr, получим

$$\frac{\alpha_ж d_э}{\lambda_ж} = 0,021\left(\frac{\rho_ж w_ж d_э}{\mu_ж}\right)^{0,8}\left(\frac{\mu_ж c_ж}{\lambda_ж}\right)^{0,43}\Psi_т, \qquad (4.192)$$

где $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости (Вт/(м^2 · К)); $\lambda_ж$ — теплопроводность жидкости (Вт/(м · К)); $\mu_ж$ — вязкость жидкости (Па · с); $c_ж$ — теплоемкость жидкости (Дж/(кг · К)); $\rho_ж$ — плотность жидкости (кг/м^3); $d_э$ — эквивалентный диаметр поперечного сечения канала (м); $\Psi_т$ — коэффициент, учитывающий направление теплового потока и температурный напор ($\Delta T = T_{ст.ж} - T_ж$).

Теплоемкость и плотность охлаждающей жидкости, а также коэффициенты теплопроводности и вязкости берут для средней ее температуры на данном участке.

Эквивалентный диаметр $d_э$ находится по формуле

$$d_э = \frac{4F_ж}{\Pi}, \qquad (4.193)$$

где $F_ж$ — площадь поперечного сечения канала (м^2); П — полный (смоченный) периметр сечения независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене.

Практика показывает, что при нагревании жидкости, т. е. при направлении теплового потока от стенки к жидкости, интенсивность теплообмена выше, чем при обратном направлении теплового потока, т. е. при охлаждении жидкости. Кроме того, интенсивность теплообмена зависит от температурного напора, т. е. от величины ($T_{ст.ж} - T_ж$). С увеличением температурного напора коэффициент теплоотдачи $\alpha_ж$ при нагревании жидкости возрастает, а при охлаждении уменьшается.

Зависимость теплоотдачи от направления теплового потока и температурного напора обусловливается тем, что поля температур и вязкости в пограничном слое и толщины самого пограничного слоя при нагревании и охлаждении жидкости различны. Эта зависимость учитывается коэффициентом

$$\Psi_т = \left(\frac{\mathrm{Pr}_ж}{\mathrm{Pr}_{ж.ст}}\right)^{0,25} = \left(\frac{\mu_ж c_ж/\lambda_ж}{\mu_{ж.ст} c_{ж.ст}/\lambda_{ж.ст}}\right)^{0,25}, \qquad (4.194)$$

где $\mu_{ж.ст}$, $c_{ж.ст}$, $\lambda_{ж.ст}$ — соответственно вязкость, теплоемкость и коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости при температуре стенки со стороны жидкости.

При охлаждении ЖРД величина $\Psi_т$ изменяется в пределах 1–2,5.

Приведем выражение (4.192) к более удобному для расчетов виду:

$$\alpha_ж = 0,021\lambda_ж^{0,57}\frac{c_ж^{0,43}}{\mu_ж^{0,37}}\frac{(\rho_ж w_ж)^{0,8}}{d_э^{0,2}}\Psi_т. \qquad (4.195)$$

По уравнению неразрывности имеем

$$\rho_ж w_ж = \frac{\dot{m}_ж}{F_ж}, \qquad (4.196)$$

где $\dot{m}_ж$ — секундный расход охладителя через рубашку охлаждения (кг/с); $F_ж$ — площадь поперечного сечения охлаждающего тракта (м^2).

Подставив выражение (4.196) в равенство (4.195) и обозначив

$$Z = \lambda_ж^{0,57}\frac{c_ж^{0,43}}{\mu_ж^{0,37}}, \qquad (4.197)$$

получим

$$\alpha_ж = \frac{0,021}{d_э^{0,2}}Z\left(\frac{\dot{m}_ж}{F_ж}\right)^{0,8}\Psi_т. \qquad (4.198)$$

Значения параметра Z для используемых в настоящее время жидких компонентов следующие:

Водород	930
Аммиак	841
Вода	440
Метан	410
НДМГ	195
Кислород	171
Керосин	83

Их анализ свидетельствует, что лучшим охладителем камер ЖРД является жидкий водород. Обращает внимание хорошие охлаждающие свойства жидкого метана, что наряду с высоким значением удельного импульса в паре с кислородом делает его преспективным углеводородным горючим.

Комплекс Z, как мы видим из формулы (4.197), характеризует собой физические свойства охладителя и является функцией температуры. Значения комплекса Z для различных компонентов приведены на графиках, показанных на рис. 4.25, где даны также значения произведения комплексов $Z\Psi_т$ для различных компонентов, полученные при $T_{ст.ж} = 200$ °С.

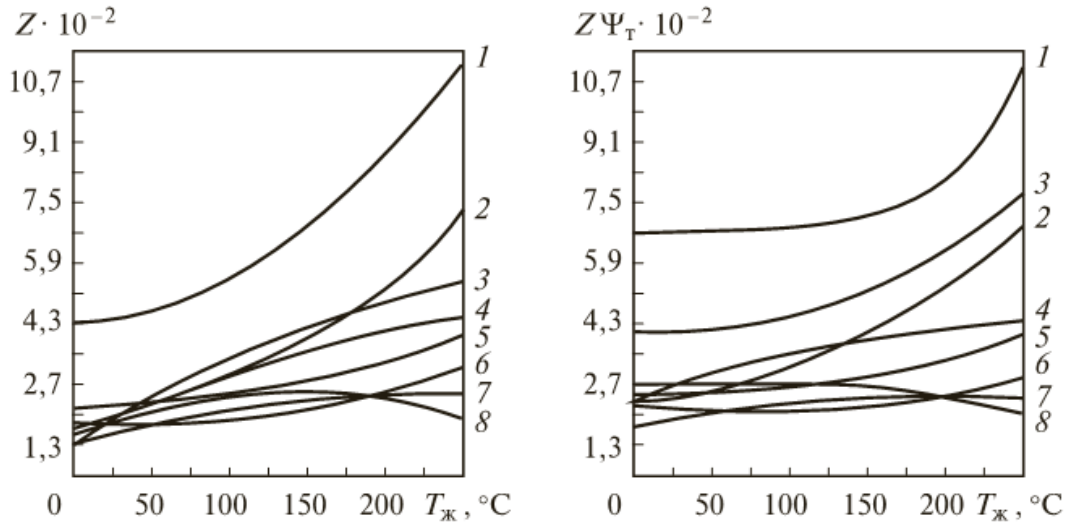


Рис. 4.25. Значение комплекса Z:
1 — H_2O; *2* — 80 % HNO_3 + 20 % N_2O_4; *3* — 75 %-ный C_2H_5OH; *4* — 96 %-ный C_2H_5OH; *5* — 96 %-ная HNO_3; *6* — тонка-250; *7* — керосин; *8* — НДМГ

4.10. Формы охлаждающих трактов камер ЖРД

На рис. 4.26 и 4.29 приведены различные формы охлаждающих трактов камеры сгорания и сопла ЖРД.

Щелевой канал

Наиболее простым является охлаждающий тракт в виде гладкого щелевого канала (рис. 4.26, *а*), однако основной его недостаток заключается в малой жесткости внутренней оболочки камеры. Это может привести к искажению размеров охлаждающего тракта и, как следствие, к изменению коэффициента теплоотдачи $\alpha_ж$ и прогару камеры.

Кроме того, при малых количествах охладителя и необходимой скорости движения по охлаждающему тракту ширина щели $h_{охл}$ получается очень малой (0,8–1,5 мм) и технологически трудно выполнимой.

Для увеличения жесткости внутренней стенки при щелевых каналах, а также для облегчения изготовления охлаждающего тракта между стенкой и рубашкой камеры двигателя размещают проставки из пластинок или из проволочек (рис. 4.26, *б*). Проставки как бы калибруют размеры канала и, как правило, служат также для скрепления внутренней и внешней оболочек. При этом получается так называемая *скрепленная оболочка* камеры двигателя, обладающая высокими прочностными свойствами. Однако установка проставок является весьма трудоемкой операцией, поэтому обычно их используют для калибровки тракта или скрепления оболочек только в отдельных местах камеры двигателя.

Разновидностью щелевого охлаждающего тракта является *щелевой канал с выштамповками* (рис. 4.26, *в*). При этом в наружной оболочке камеры двигателя выштамповываются (обычно в шахматном порядке) круглые или

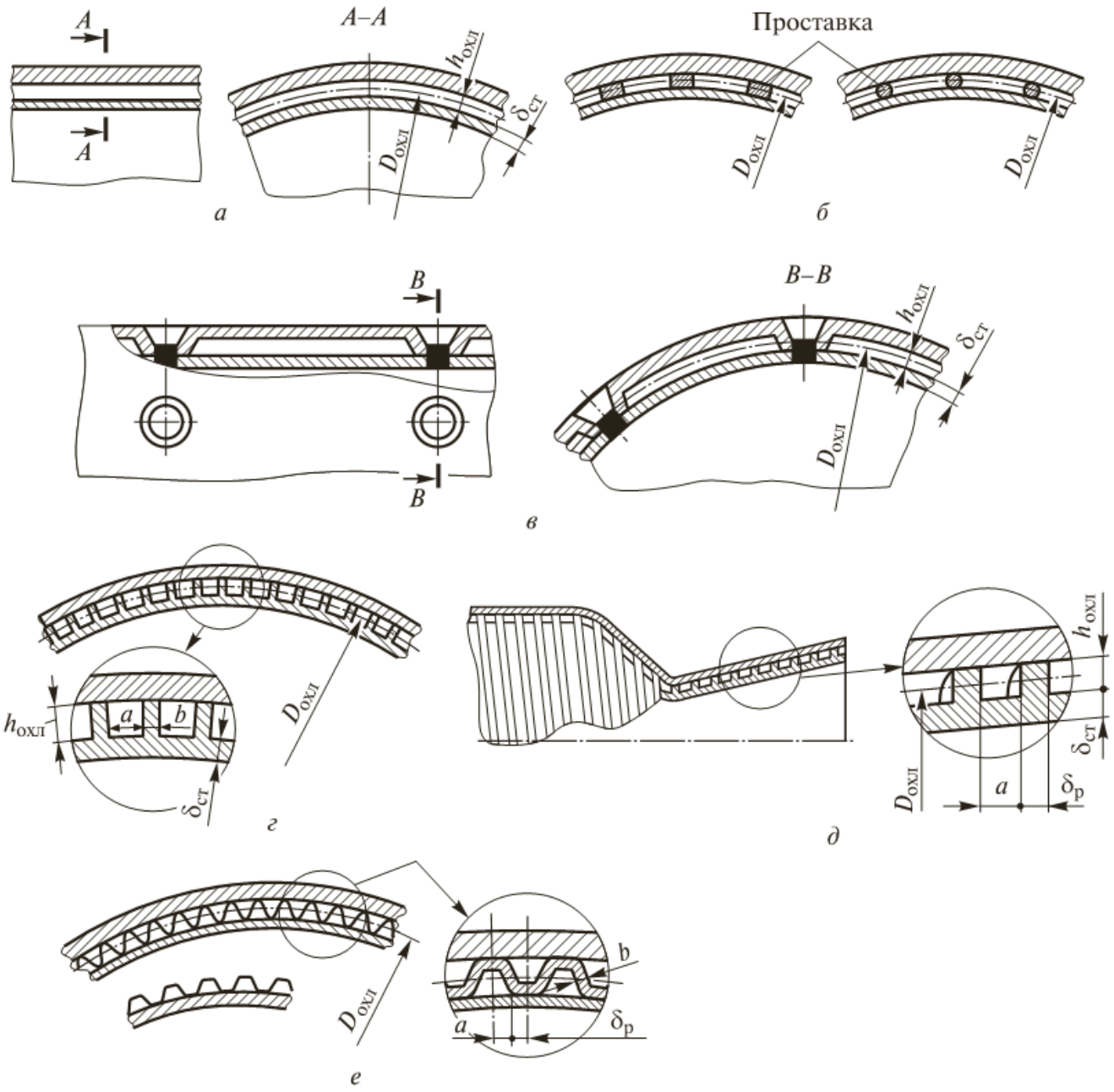


Рис. 4.26. Формы охлаждающих трактов:
а — гладкий щелевой канал; *б* — щелевой канал с проставками; *в* — щелевой канал с выштамповками; *г* — охлаждающий тракт с продольными ребрами; *д* — охлаждающий тракт с винтовыми каналами; *е* — охлаждающий тракт с гофрами

овальные углубления — выштамповки, по которым точечной сваркой скрепляются внутренняя и внешняя оболочки. При таком способе скрепления получается достаточно прочная и жесткая оболочка и обеспечиваются заданные размеры охлаждающего тракта.

Эквивалентный диаметр определяется для щелевого канала по формуле (4.193):

$$d_э = \frac{4F_ж}{П} = \frac{4\pi D_{охл} h_{охл}}{2\pi D_{охл}} = 2h_{охл}.$$

При этом уменьшением объема каналов за счет выштамповок или отдельных проставок пренебрегаем.

Общим недостатком камер, имеющих щелевой охлаждающий тракт, является прежде всего недостаточная способность к теплосъему высоких тепловых потоков, возникающих при больших давлениях в камере, использовании высококалорийных топлив и т. д. Причиной такой относительно малой (в условиях работы современного ЖРД) эффективности теплосъема в щелевых трактах является недостаточно развитая поверхность теплообмена со стороны охладителя и трудность выполнения внутренней стенки при редко расположенных скреплениях тоньше 1,5–2 мм, что также ограничивает теплосъем. Кроме того, жесткость камеры со щелевым охлаждающим трактом даже при наличии отдельных скреплений недостаточна.

Охлаждающие тракты с оребрением

Лучший теплосъем, а также возможность уменьшения толщины внутренней оболочки камеры обеспечивает оребрение внутренней оболочки. Кроме того, ребра обычно служат также и для скрепления внутренней и внешней оболочек. Получающаяся скрепленная оболочка с частыми связями обладает большой жесткостью и прочностью.

Примерами такой конструкции являются изображенные на рис. 4.26, *г*, *д*, *е* охлаждающие тракты с продольными или винтовыми ребрами и с гофрами. В случае обеспечения полного контакта проставки с оболочкой эффект оребрения может иметь место и при установке проставок (см. рис. 4.26, *б*), хотя влияние его пренебрежимо мало. Увеличение теплоотдачи от стенки к охладителю за счет эффекта оребрения также имеет место и в трубчатых камерах.

На рис. 4.26, *г* приведена схема *охлаждающего тракта с продольными ребрами*. Продольные или винтовые ребра толщиной 1–1,5 мм обычно получаются путем фрезерования каналов вдоль образующей камеры двигателя или по винтовой кривой. В оребренном охлаждающем тракте теплообмен улучшается не только за счет увеличения площади поверхности охлаждения, но и за счет возможности выполнения более тонкой внутренней оболочки при $\delta_{ст}$ порядка 1 мм.

Эквивалентный диаметр для канала с продольными ребрами определяется по формуле

$$d_э = \frac{4F_ж}{П} = \frac{4ah_{охл}}{2(a + h_{охл})} = \frac{2ah_{охл}}{a + h_{охл}}.$$

На рис. 4.26, *д* показан *охлаждающий тракт с винтовыми каналами*. Винтовой канал может быть как однозаходным, так и многозаходным.

Главное преимущество винтового охлаждающего тракта состоит в увеличении скорости движения охладителя по тракту, что позволяет усилить теплосъем. Если движение охладителя по винтовой линии (закрутка) обеспечивается винтовым каналом на наружной оболочке, то в этом случае увеличение теплосъема происходит только за счет увеличения скорости движения охладителя, а не за счет эффекта оребрения.

На рис. 4.27 показан разрез сопла камеры двигателя ОРМ-45, где закрутка жидкости создавалась винтовой нарезкой, выполненной по внутренней оболочке на части высоты охлаждающего тракта.

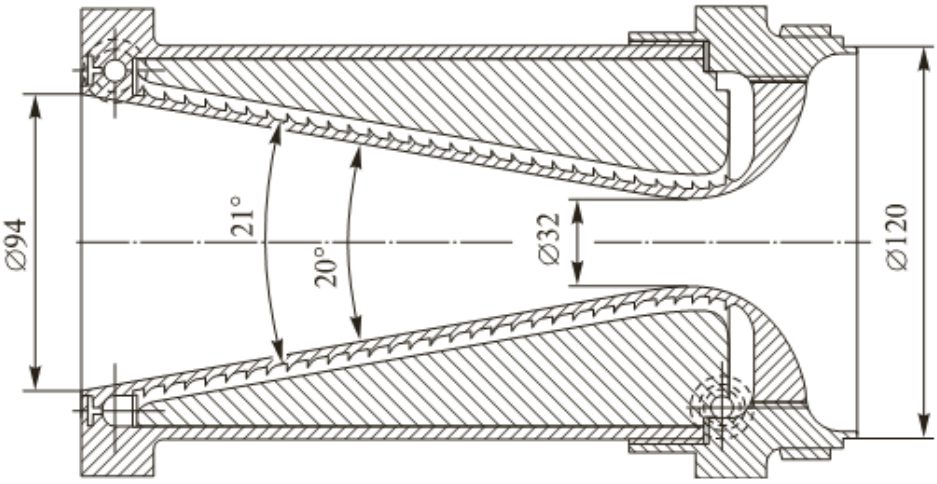


Рис. 4.27. Охлаждающий тракт сопловой части двигателя ОРМ-45

При отмеченных достоинствах винтовых каналов недостатками таких трактов являются большая трудоемкость их выполнения и значительное увеличение гидравлического сопротивления тракта.

Эквивалентный диаметр для охлаждающего тракта с винтовыми каналами, очевидно, определится, как и для прямого канала, по формуле

$$d_э = \frac{4F_ж}{П} = \frac{2ah_{охл}}{a + h_{охл}}.$$

На рис. 4.26, *е* показан охлаждающий тракт, в котором каналы образованы проставкой из тонкой гофрированной ленты. Для простоты будем называть такой тракт *охлаждающим трактом с гофрами*. В полученной скрепленной оболочке гофры выполняют одновременно функцию ребер, увеличивающих теплосъем, и скреплений, повышающих жесткость и прочность стенок камеры. При достаточно большой частоте гофров возможно применение тонкой внутренней оболочки, что также улучшает теплообмен.

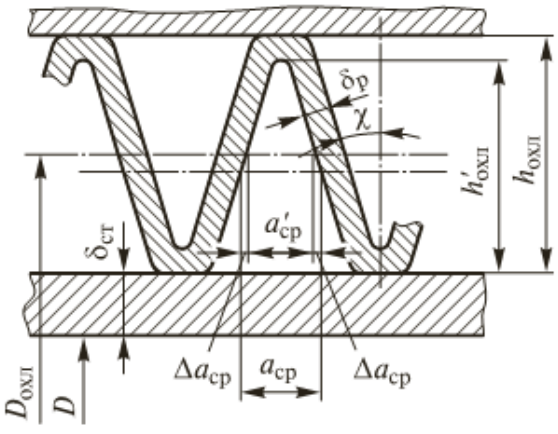


Рис. 4.28. К определению $d_э$ для охлаждающего тракта с гофрами

Эквивалентный диаметр $d_э$ для тракта с гофрами вычисляется по формуле (4.193) с учетом геометрии получившегося канала. Приближенно $d_э$ для охлаждающего тракта с гофрами (рис. 4.28) можно определять по формуле

$$d_э = \frac{2a_{ср}h'_{охл}}{a_{ср} + h'_{охл}}, \tag{4.199}$$

где $a_{ср}$ — расстояние между ребрами по средней линии живого сечения, причем

$$\begin{aligned} a_{ср} = a'_{ср} + 2\Delta a_{ср} &= \frac{\pi D_{охл} - \delta_р n_р}{n_р} + 2\frac{\delta_р}{2}\operatorname{tg}\chi = \\ &= \frac{\pi D_{охл} - \delta_р n_р}{n_р} + \delta_р \frac{\pi D_{охл}}{n_р h_{охл}}; \end{aligned} \tag{4.200}$$

здесь $n_р$ — число ребер гофров.

Практически, с достаточной степенью точности, можно считать $a_{ср} \approx a'_{ср}$.

Трубчатые камеры

В конструкциях зарубежных ЖРД широкое применение получили так называемые *трубчатые камеры*, выполненные из набора спаянных между собой трубок (рис. 4.29). Трубки могут быть круглого, овального или прямоугольного сечения и расположены как вдоль образующей камеры двигателя, так и по спирали. Трубчатые камеры со спиральной навивкой распространения не получили, так как наряду со сложностью их изготовления гидравлическое сопротивление

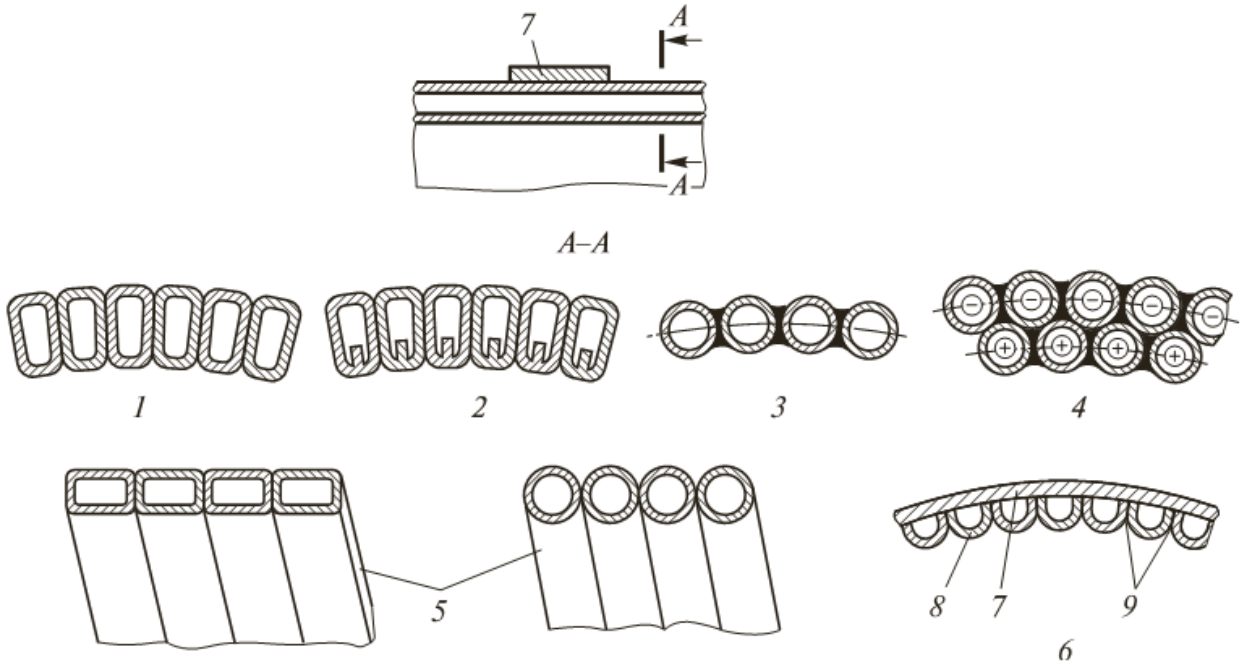


Рис. 4.29. Схема трубчатых камер:
1 — прямоугольные трубки; *2* — трубки с оребрением; *3* — круглые трубки; *4* — двухрядное размещение трубок; *5* — спиральные трубки; *6* — тракт из U-образных профилей; *7* — силовая обечайка или обмотка; *8* — U-образные профили; *9* — места пайки

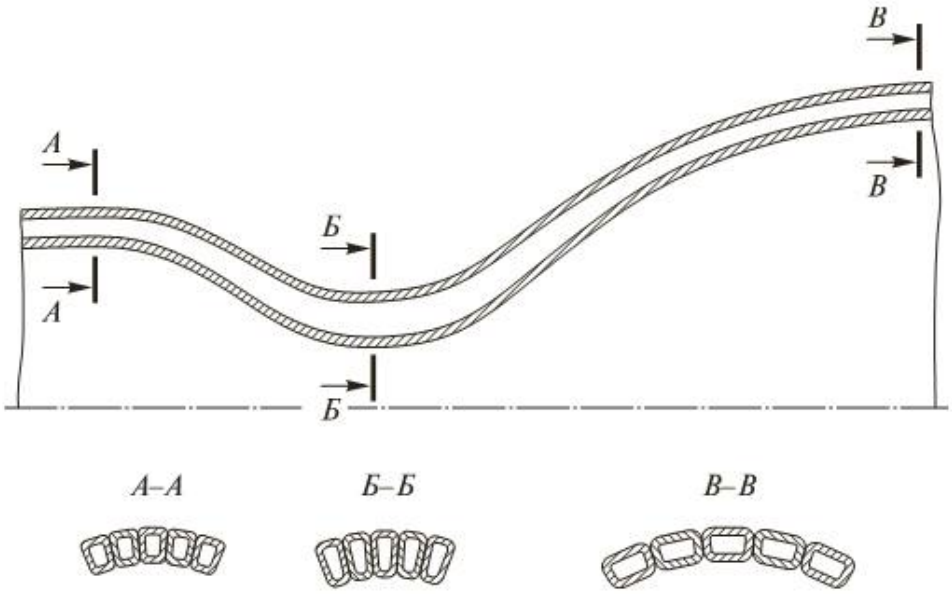


Рис. 4.30. Изменение сечения трубок по длине образующей

охлаждающего тракта такой камеры получается очень большим. Кроме того, при спиральной навивке труб трудно обеспечить гладкий контур внутренней поверхности вдоль продольной образующей камеры и сопла. Поэтому для трубчатых камер характерно продольное расположение трубок.

Наиболее распространенная форма сечения трубок — прямоугольная или трапециевидная со скругленными углами. Применяются как медные или алюминиевые трубки, так и трубки, выполненные из жаропрочных сплавов. Толщина трубок в зависимости от параметров работы ЖРД и материала находится в пределах 0,3...1,0 мм. По периметру камеры сгорания обычно размещается 250–350 трубок. Для увеличения прочности трубчатой камеры по ее длине размещают несколько силовых колец — бандажей, а на наиболее напряженных участках камеры поверх трубок часто надевают сплошную обечайку. Для увеличения прочности оболочки камеры и сопла возможно также размещение трубок в два ряда: один над другим (см. рис. 4.29, *4*).

Основным преимуществом трубчатых камер по сравнению с другими конструкциями охлаждающего тракта является меньшая масса. Кроме того, трубки выдерживают высокие давления в тракте и обеспечивают хороший теплосъем охладителем как за счет малой толщины стенок, так и за счет эффекта оребрения.

Трудность выполнения камер с продольным размещением

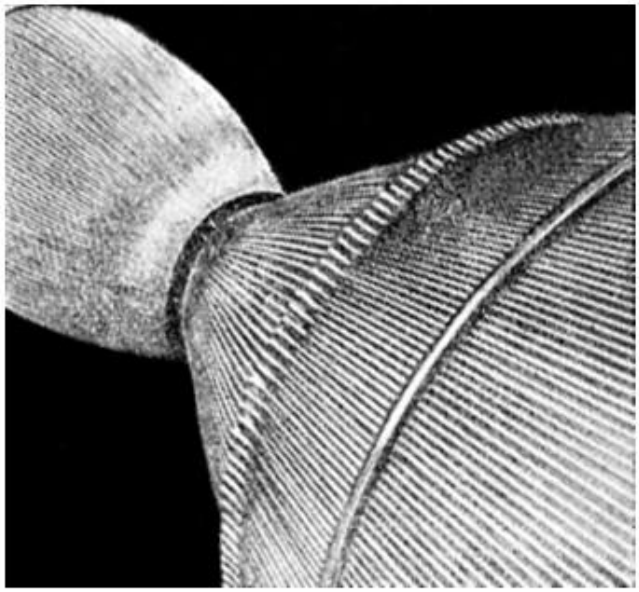


Рис. 4.31. Трубчатая камера с переменным числом трубок

трубок состоит в том, что по длине образующей трубка должна иметь переменное сечение (рис. 4.30). Особенно значительно изменяется профиль трубок для камер, имеющих сопло с большой геометрической степенью расширения. Установка различного количества трубок по длине камеры двигателя вместо изменения их профиля (рис. 4.31) весьма затруднительна конструктивно и применяется сравнительно редко.

Разновидностью трубчатых камер являются камеры, составленные из U-образных профилей (см. рис. 4.29, *б*), по которым проходит охлаждающий компонент. Профили набирают по форме камеры, спаивают вдоль образующей и снаружи перекрывают силовой обмоткой.

Подвод охладителя к охлаждающему тракту

Равномерность подачи охладителя по периметру охлаждающего тракта весьма важна, так как иначе может возникнуть опасность прогара на участках, где расход охладителя меньше номинального. Для обеспечения равномерности подачи охладителя на входе в охлаждающий тракт устанавливают сборные концентрические коллекторы (рис. 4.32).

В двигателе ракеты А-4 (см. далее рис. 5.4) равномерность подачи охладителя обеспечивается подводом его к коллектору по шести равнорасположенным трубкам, что усложняло и утяжеляло конструкцию всей установки. Дальнейший опыт показал, что достаточно одной-двух подводящих трубок.

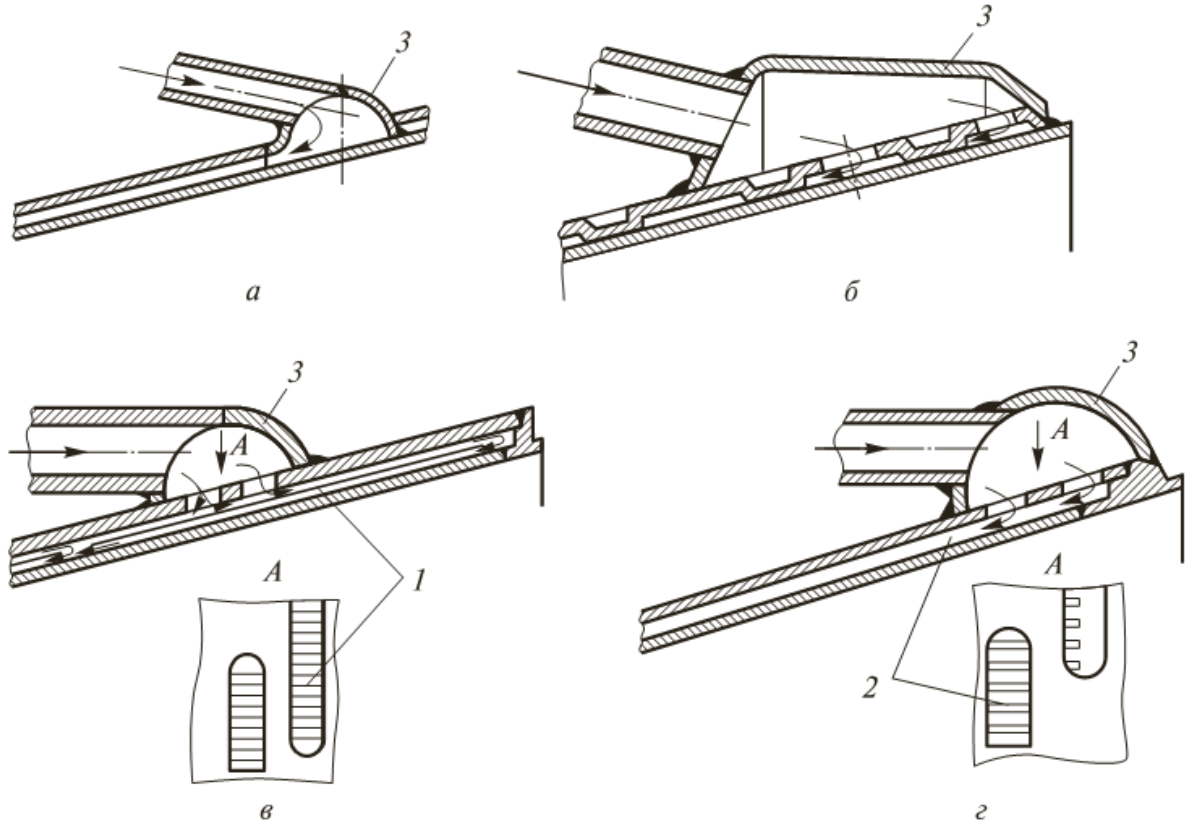


Рис. 4.32. Схемы подвода охладителя:
а, *б* — щелевой охлаждающий тракт; *в*, *г* — оребренный охлаждающий тракт;
1 — гофры; *2* — ребра; *3* — коллектор

Выбор места расположения и формы сечения коллектора определяется конструкторско-технологическими соображениями. Входной коллектор обычно устанавливается в сопловой части двигателя. Так, на рис. 4.32, *а*, *б*, *г* показан коллектор, который установлен непосредственно у среза сопла. Если условия охлаждения позволяют, то для уменьшения габаритных размеров поперечного сечения двигателя и массы конструкции коллектор смещается в сторону критической части сопла.

Из коллектора в тракт охладитель поступает либо через щель (рис. 4.32, *а*), либо через отверстия, выполненные в наружной оболочке (рис. 4.32, *б*). В трактах с продольными ребрами или гофрами место расположения и размеры отверстий должны обеспечить поступление охладителя во все каналы тракта (рис. 4.32, *в*, *г*).

В трубчатых камерах целесообразно располагать входной коллектор прямо около головки камеры (см. далее рис. 5.3). При этом охладитель из коллектора поступает в каждую вторую трубку, проходит по ней до конца охлаждаемой части сопла и, возвращаясь обратно по рядом расположенной трубке, поступает непосредственно в головку. Такой способ разводки охладителя называют *двухходовым*, или *в два хода*. При такой разводке охладителя несколько увеличиваются гидравлические потери в охлаждающем тракте, но отпадает необходимость в развитом сечении коллектора в сопловой части и уменьшается длина магистральных трубопроводов подачи охлаждающего компонента, что приводит к уменьшению массы конструкции.

При расположении трубок, показанном на рис. 4.31, движение охладителя по трубкам через одну используется только на входной части сопла. В наиболее теплонапряженном, критическом, сечении охладитель двигается по всем трубкам в направлении к головке камеры. Такая разводка иногда называется *полутораходовой*. При размещении трубок в два ряда (см. рис. 4.29, *4*), очевидно, удобно использовать второй ряд трубок для обратного движения охладителя, так что во внутреннем ряду трубок компонент движется по всем трубкам в одном направлении.

4.11. Расчет теплоотдачи в оребренном охлаждающем тракте

Коэффициент оребрения

При наличии продольных ребер, гофров или припаянных проставок теплоотдача от стенки камеры двигателя к охлаждающей жидкости растет за счет эффекта оребрения поверхности. Такое изменение теплоотдачи удобно учитывать, введя *коэффициент эффективности оребрения* $\eta_р$ и *эффективный коэффициент теплоотдачи с учетом оребрения* $\alpha_{ж.р}$, связанные зависимостью

$$\alpha_{ж.р} = \eta_р \alpha_ж. \qquad (4.201)$$

Зная $\eta_р$ и $\alpha_{ж.р}$ для заданного оребренного охлаждающего тракта, дальнейшие расчеты охлаждения проводим, как для обычной гладкой поверхности, используя коэффициент $\alpha_{ж.р}$ вместо $\alpha_ж$.

Выведем формулы для определения коэффициента эффективности оребрения $\eta_р$ [19]. Расчетную схему представим в виде плоской стенки с ребрами (рис. 4.33). Допустим также следующее: коэффициент теплоотдачи $\alpha_ж$ постоянен по всему периметру охлаждающего тракта; температура охладителя $T_ж$ по сечению тракта одинакова; температура стенки у основания ребер $T_{ст.ж}$ постоянна и равна температуре ребра у основания; теплопроводность оребренной стенки $\lambda_р$ не зависит от температуры и равна некоторому среднему значению. (В общем случае теплопроводность стенки $\lambda_{ст}$ отлична от теплопроводности ребер $\lambda_р$. При этом на эффективность оребрения и, в конечном счете, на $\alpha_{ж.р}$ влияет $\lambda_р$, в то время как $\lambda_{ст}$ лимитирует тепловой поток через стенку.)

Каждое ребро будем рассматривать как стержень конечной длины $L = h_{охл}$; теплоотдачей с торцов пренебрегаем. Тогда, поскольку температура у основания стержня равна $T_{ст.ж}$, распределение температуры по высоте ребра и тепловой поток через основание ребра $Q_{р.осн}$ будут определяться выражениями [18]

$$\frac{T_р - T_ж}{T_{ст.ж} - T_ж} = \frac{\mathrm{ch}\left(m\left(h_{охл} - x\right)\right)}{\mathrm{ch}\left(mh_{охл}\right)}, \quad Q_{р.осн} = -\lambda_р F_р m\left(T_{ст.ж} - T_ж\right)\mathrm{th}\left(mh_{охл}\right).$$

Здесь $T_р$ — температура поверхности ребра, переменная по его длине; x — расстояние от основания ребра; $\lambda_р$ — теплопроводность материала оребренной стенки;

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_ж \Pi_р}{\lambda_р F_р}},$$

где $F_р$ и $\Pi_р$ — площадь и периметр поперечного сечения ребра.

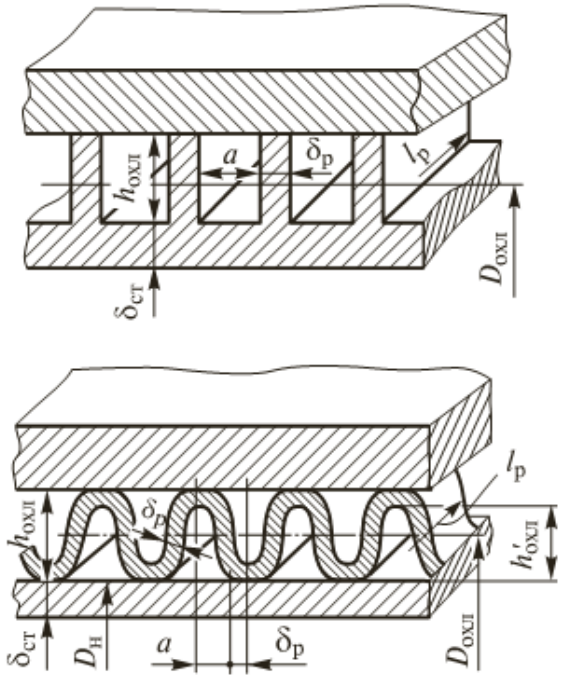


Рис. 4.33. Расчетная схема для определения $\eta_р$ и $\alpha_{ж.р}$

В охлаждающих трактах ЖРД толщина ребра $\delta_р$ значительно меньше его длины $l_р$. Поэтому

$$\frac{\Pi_р}{F_р} = \frac{2l_р + 2\delta_р}{l_р\delta_р} \approx \frac{2}{\delta_р},$$

откуда имеем

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_ж}{\lambda_р\delta_р}}.$$

Количество теплоты Q, отдаваемое жидкости от оребренной стенки на участке, равном шагу оребрения $a + \delta_р$, определяется выражением

$$Q = \alpha_ж a l_р \left(T_{ст.ж} - T_ж\right) + \lambda_р\delta_р l_р m\left(T_{ст.ж} - T_ж\right)\mathrm{th}\left(mh_{охл}\right) =$$

$$= \alpha_ж l_р \left(T_{ст.ж} - T_ж\right)\left(a + \sqrt{\frac{2\delta_р\lambda_р}{\alpha_ж}}\,\mathrm{th}\left(\sqrt{\frac{2\alpha_ж}{\lambda_р\delta_р}}h_{охл}\right)\right),$$

где a — пролет между ребрами.

Поскольку площадь поверхности стенки со стороны газа определяется по формуле

$$\Delta S_{ст.г} = \left(a + \delta_р\right)l_р,$$

найдем плотность теплового потока, отнесенную к этой площади:

$$q_\Sigma = \frac{Q}{\Delta S_{ст.г}} = \alpha_ж\left(T_{ст.ж} - T_ж\right)\left(\frac{a}{a+\delta_р} + \frac{2h_{охл}}{a+\delta_р}\,\frac{\mathrm{th}\left(\sqrt{\frac{2\alpha_ж\delta_р}{\lambda_р}\,\frac{h_{охл}}{\delta_р}}\right)}{\sqrt{\frac{2\alpha_ж\delta_р}{\lambda_р}\,\frac{h_{охл}}{\delta_р}}}\right). \qquad (4.202)$$

Обозначив

$$\xi = \sqrt{\frac{2\alpha_ж\delta_р}{\lambda_р}\,\frac{h_{охл}}{\delta_р}}, \qquad (4.203)$$

$$f\left(\xi\right) = \frac{\mathrm{th}\,\xi}{\xi}, \qquad (4.204)$$

выражение (4.202) можем переписать в виде

$$q_\Sigma = \alpha_ж\eta_р\left(T_{ст.ж} - T_ж\right), \qquad (4.205)$$

где

$$\eta_р = \frac{a}{a+\delta_р} + \frac{2h_{охл}}{a+\delta_р}f\left(\xi\right). \qquad (4.206)$$

Выражение (4.206) является формулой для определения коэффициента эффективности оребрения*. Для удобства расчета по этой формуле на рис. 4.34 приведен график функции $f(\xi)$.

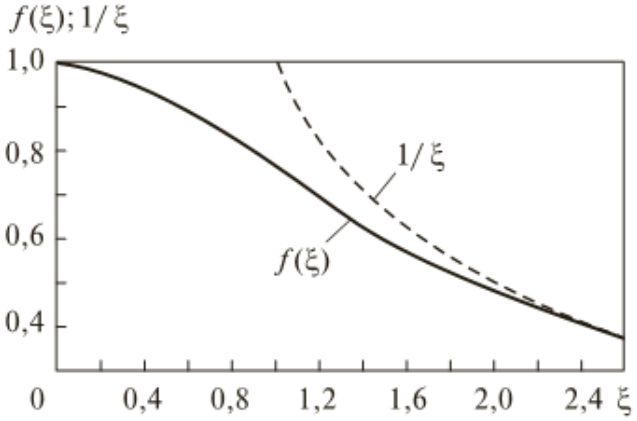


Рис. 4.34. График зависимости $f(\xi)$ от ξ

Поскольку согласно выражению (4.201) $\alpha_{ж.р} = \alpha_ж \eta_р$, формулу (4.205) можно переписать в виде

$$q_\Sigma = \alpha_{ж.р}\left(T_{ст.ж} - T_ж\right). \qquad (4.207)$$

Получили формулу для определения q_Σ, аналогичную формуле (4.190), однако вместо $\alpha_ж$ здесь входит эффективный коэффициент теплоотдачи с учетом оребрения $\alpha_{ж.р}$.

Эффективность и оптимальная геометрия оребрения

Анализируя выражение (4.206) и учитывая равенство (4.203), мы видим, что эффективность оребрения при фиксированном значении $\alpha_ж$ зависит от теплопроводности материала $\lambda_р$ и геометрии оребрения.

С увеличением $\lambda_р$ уменьшается ξ, возрастает $f(\xi)$ и $\eta_р$. Причина роста $\eta_р$ в том, что с увеличением $\lambda_р$ термическое сопротивление ребра становится малым по сравнению с термическим сопротивлением охладителя. При этом температура боковых поверхностей ребра становится равной температуре основания, за счет чего и улучшается теплообмен. В пределе при $\xi \to 0$ имеем $f(\xi) \to 1$, и согласно уравнению (4.206) коэффициент $\eta_р$ будет равен отношению площади оребренной поверхности к площади гладкой поверхности, т. е. *геометрическому коэффициенту оребрения* η_F. Расчет теплоотдачи при η_F вместо $\eta_р$ всегда

*Следует отметить, что вследствие принятых допущений из выражения (4.206) получаем несколько завышенные значения $\eta_р$ по сравнению с действительными. Кроме того, при расчете $\eta_р$ для охлаждающего тракта с припаянными гофрами значения $\eta_р$ получаются еще более завышенными, так как не учитывается дополнительное термическое сопротивление в местах припоя гофр к стенке.

дает завышенные значения $\alpha_{ж.р}$, и только в случае очень высокой теплопроводности материала значения η_F и $\eta_р$ будут близкими.

Для наглядности на рис. 4.35 приведены расчетные графики изменения температуры оребренной стальной (*а*) и бронзовой (*б*) стенок с учетом $\eta_р$, с учетом только η_F и без учета оребрения. Поскольку для стальной стенки теплопроводность $\lambda_р$ сравнительно мала, то значение ξ велико (обычно больше двух) и $\eta_р$ заметно отличается от η_F. Поэтому расчет температуры стенки с учетом только η_F приводит к заниженным значениям. Для бронзовой стенки, для которой ξ мало и значения $\eta_р$ и η_F близки, результаты расчетов с учетом $\eta_р$ или η_F также близки. Из графиков следует, что расчет охлаждения без учета оребрения дает в обоих случаях значительно различные результаты; таким образом, при наличии оребрения расчет необходимо проводить, учитывая его.

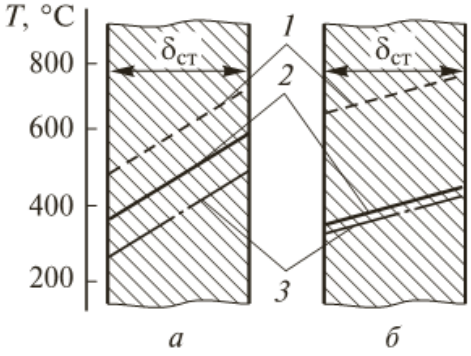


Рис. 4.35. Изменения температуры стенки при расчете с учетом и без учета оребрения: *1* — без учета оребрения; *2* — с учетом $\eta_р$; *3* — с учетом только η_F

Геометрия оребрения (т. е. соотношение между a, $\delta_р$ и $h_{охл}$) также влияет на эффективность оребрения. При неудачно выбранной геометрии оребрения можно получить вместо интенсификации теплоотдачи ее ухудшение. Действительно, при $\delta_р > 2h_{охл}f(\xi)$ в уравнении (4.206) $\eta_р < 1$, т. е. теплоотдача от оребренной поверхности будет менее интенсивной, чем от гладкой.

Граница рационального применения оребрения определяется соотношением

$$2h_{охл}f\left(\xi\right)=\delta_р,$$

или с учетом уравнения (4.204) соотношением

$$\frac{\operatorname{arcth} m'}{m'}=\frac{2h_{охл}}{\delta_р}, \tag{4.208}$$

где

$$m'=\sqrt{\frac{\alpha_ж\delta_р}{2\lambda_р}}. \tag{4.209}$$

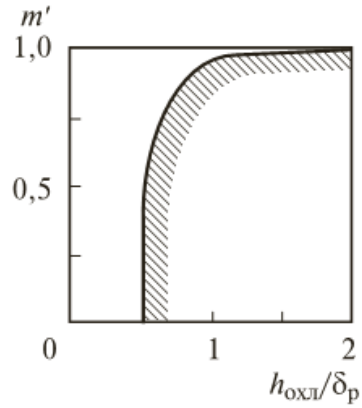


Рис. 4.36. Область рационального применения оребрения

На рис. 4.36 по формуле (4.208) построена область рационального применения оребрения (заштрихована) в зависимости от m' и $h_{охл}/\delta_р$, откуда видно, что для достаточно высоких ребер ($h_{охл}/\delta_р > 2$) будет $\eta_р > 1$ при условии

$$\left(m'\right)^2=\frac{\alpha_ж\delta_р}{2\lambda_р}<1. \tag{4.210}$$

Найдем зависимость между шириной канала a, толщиной ребра $\delta_р$ и коэффициентом оребрения $\eta_р$ при фиксированной высоте ребра $h_{охл}$. Для упрощения

анализа сначала рассмотрим частный случай $\xi \geq 2$. Такие значения ξ характерны при стальных гофрах или ребрах ($\lambda_р$ = 23,3–58 Вт/(м · К)). При этом, как видно из графиков, приведенных на рис. 4.34, с достаточной степенью точности можно считать $f(\xi) = 1/\xi$. Тогда, подставив в уравнение (4.206) $f(\xi) = 1/\xi$ и используя выражения (4.203) и (4.209), получим

$$\eta_р = \frac{a + \dfrac{\delta_р}{m'}}{a + \delta_р}. \qquad (4.211)$$

Введем обозначения $z = \delta_р / a$, $\varkappa = \sqrt{2\alpha_ж a / \lambda_р}$. Тогда выражение (4.211) можно переписать в виде

$$\eta_р = \frac{1 + 2\dfrac{\sqrt{z}}{\varkappa}}{1 + z}. \qquad (4.212)$$

Из равенства (4.212) видно, что при $z = 4/\varkappa^2$ коэффициент эффективности оребрения $\eta_р = 1$. С увеличением z, сответственно с увеличением относительной толщины ребра $\delta_р / a$, получаем $\eta_р < 1$, т. е. оребрение становится нерациональным. С уменьшением z имеем $\eta_р > 1$, но при $z = 0$ снова получаем $\eta_р = 1$, что соответствует гладкой стенке без оребрения. Следовательно, на интервале

$$0 < z < 4/\varkappa^2$$

существует максимум $\eta_р$ (рис. 4.37). Найдем его оптимальное значение из условия $\dfrac{d\eta_р}{dz} = 0$.

Взяв производную от $\eta_р$ по z, получим уравнение

$$z + \varkappa\sqrt{z} - 1 = 0,$$

решая которое, находим

$$z_{opt} = 1 - 0{,}5\varkappa\left(\sqrt{\varkappa^2 + 4} - \varkappa\right). \qquad (4.213)$$

Из формулы (4.213) видно, что всегда выполнено неравенство $z_{opt} \leq 1$, т. е. всегда $\delta_р \leq a$.

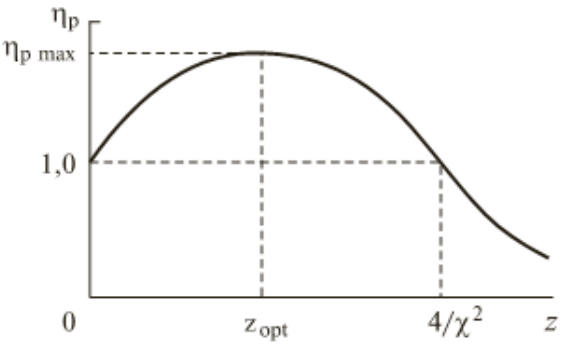


Рис. 4.37. Характер зависимости $\eta_р$ от z

Ширина канала a обычно определяется исходя из технологических соображений и с учетом допустимого гидравлического сопротивления. Согласно уравнению (4.211) при соблюдении условия (4.210) эффективность оребрения будет тем выше, чем меньше a.

Подставив значение z_{opt} из формулы (4.213) в выражение (4.212), получим

максимальное значение коэффициента эффективности оребрения для частного случая ($\xi \geq 2$):

$$\eta_{\text{p max}} = \frac{2/\varkappa}{\sqrt{4+\varkappa^2}-\varkappa} = \frac{1}{1-z_{\text{opt}}}. \tag{4.214}$$

В общем случае на коэффициент эффективности оребрения влияет также и высота ребра $h_{\text{охл}}$. Введем обозначение $\bar{h}_{\text{охл}} = h_{\text{охл}}/a$. Тогда, учитывая, что $z = \delta_{\text{р}}/a$, формулу (4.206) можно записать в следующем виде:

$$\eta_{\text{р}} = \frac{1+2\dfrac{\sqrt{z}}{\varkappa}\,\text{th}\left(\dfrac{\bar{h}_{\text{охл}}\varkappa}{\sqrt{z}}\right)}{1+z}. \tag{4.215}$$

Приравнивая нулю производную $d\eta_{\text{р}}/dz$, получим следующее уравнение для определения z_{opt}:

$$\left(\text{th}\frac{\bar{h}_{\text{охл}}\varkappa}{\sqrt{z}}\right)^2 + \frac{1-z}{1+z}\frac{\sqrt{z}}{\bar{h}_{\text{охл}}\varkappa}\,\text{th}\left(\frac{\bar{h}_{\text{охл}}\varkappa}{\sqrt{z}}\right) = 1+\frac{1}{1+z}\frac{z}{\bar{h}_{\text{охл}}}. \tag{4.216}$$

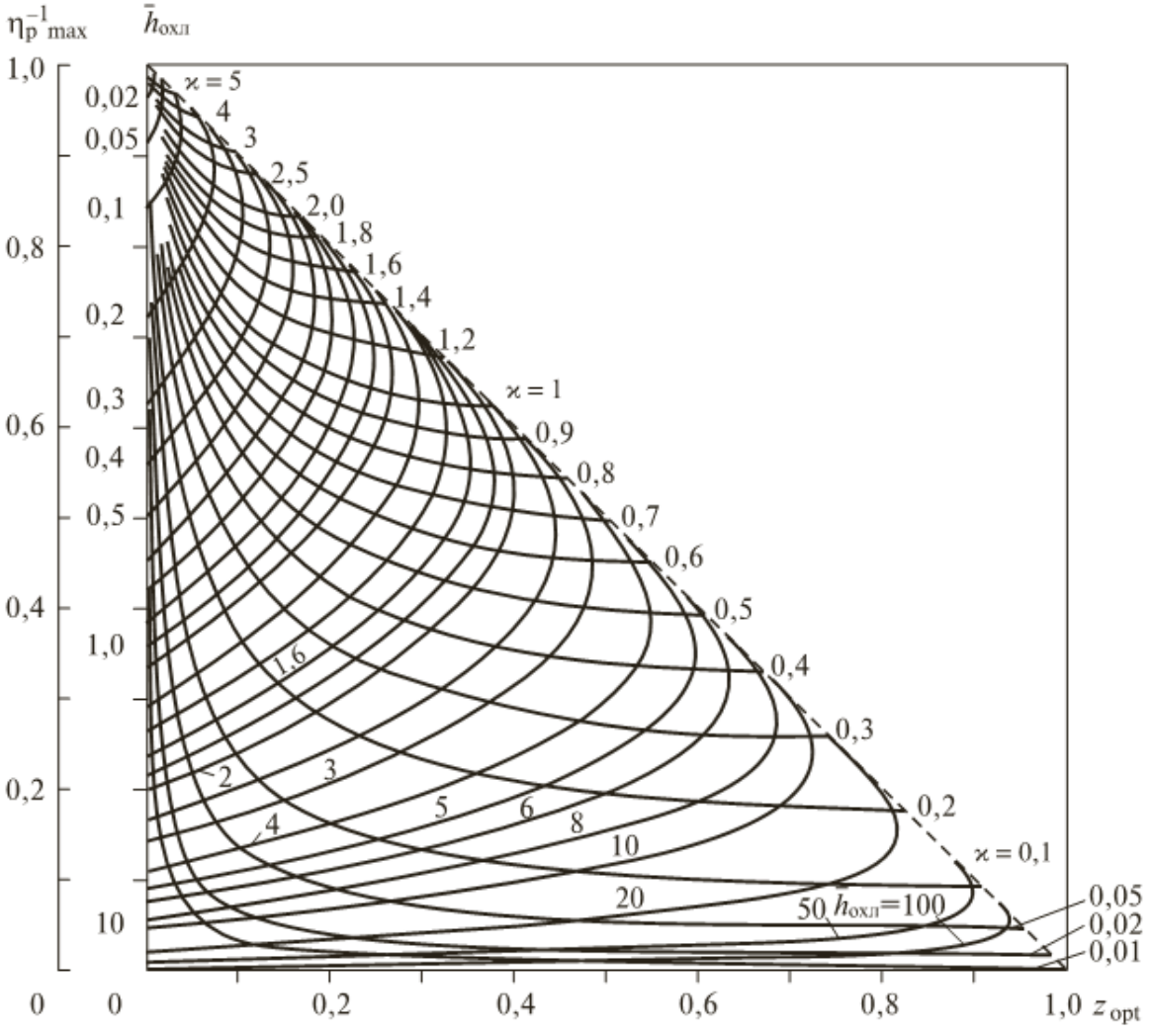


Рис. 4.38. К определению $\eta_{\text{p max}}$

Трансцендентное уравнение (4.216) решалось численным методом на ЭВМ; полученные значения z_{opt} подставлялись затем в равенство (4.215) и определялось значение $\eta_{p\,max}$. Окончательные результаты расчетов представлены на рис. 4.38 [19]. Для удобства по оси ординат отложена величина, обратная $\eta_{p\,max}$.

Порядок определения геометрии оребрения рассмотрим на примере.

Пример расчета оребрения

Определить число ребер $n_р$, толщину ребра $\delta_р$ и эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж.р}$ для цилиндрической части камеры сгорания.

Пусть заданы диаметр камеры сгорания с учетом толщины внутренней стенки $D_к$ = = 0,25 м; ширина канала a = 0,002 м; высота ребра $h_{охл}$ = 0,0028 м; теплопроводность оребренной стенки $\lambda_р$ = 291 Вт/(м · К); коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости для гладкого щелевого канала $\alpha'_ж = 1{,}395 \cdot 10^4$ Вт/(м^2 · К).

Р е ш е н и е. Поскольку число ребер еще не определено, в первом приближении для расчетов принимаем $\alpha_ж$, равным значению, полученному для гладкой щели ($\alpha'_ж$).

Определяем:

$$\overline{h}_{охл} = \frac{h_{охл}}{a} = \frac{0{,}0028}{0{,}002} = 1{,}4,$$

$$\varkappa^{I} = \sqrt{\frac{2\alpha'_ж a}{\lambda_р}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1{,}395 \cdot 10^4 \cdot 0{,}002}{291}} = 0{,}438.$$

Из номограммы, приведенной на рис. 4.38, при $\overline{h}_{охл}$ = 1,4 и $\varkappa^{I}$ = 0,438 находим

$$z^{I}_{opt} = \left(\frac{\delta_р}{a}\right)^{I}_{opt} = 0{,}24,$$

откуда $\delta^{I}_р = 0{,}24 \cdot 0{,}002 = 4{,}8 \cdot 10^{-4}$ м.

Такой толщине ребра соответствует число ребер

$$n^{I}_р = \frac{\pi D_к}{a + \delta_р} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}25}{0{,}002 + 4{,}8 \cdot 10^{-4}} = 317.$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_ж$ для оребренного канала, очевидно, будет отличаться от $\alpha'_ж$ гладкого канала, так как в связи с загромождением тракта ребрами скорость движения охладителя $w_ж$ увеличится.

В соответствии с уравнением (4.195) приближенно можно принять

$$\alpha_ж = w^{0{,}8}_ж.$$

Определим скорость движения охладителя $w_{ж.р}$ по загроможденному ребрами тракту:

$$w_{ж.р} = \frac{F_ж}{F_{ж.р}} w_ж = \frac{\pi D_к h_{охл}}{\pi D_к h_{охл} - n^{I}_р \delta_р h_{охл}} w_ж =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0028}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,0028 - 317 \cdot 4,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0028} w_{ж} = 1,24 w_{ж},$$

откуда

$$\alpha_{ж} = \alpha'_{ж} \left(\frac{w_{ж.р}}{w_{ж}} \right)^{0,8} = 1,395 \cdot 10^{4} \cdot 1,24^{0,8} = 1,657 \cdot 10^{4} \ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\varkappa^{II} = \sqrt{\frac{2\alpha_{ж} a}{\lambda_{р}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,657 \cdot 10^{4} \cdot 0,002}{291}} = 0,477.$$

Из номограммы, приведенной на рис. 4.38, при $\overline{h}_{охл} = 1,4$ и $\varkappa^{II} = 0,477$ получим

$$z^{II}_{opt} = \left(\frac{\delta_{р}}{a} \right)^{II}_{opt} = 0,255,$$

откуда

$$\delta^{II}_{р} = 0,255 \cdot 0,002 = 5,1 \cdot 10^{-4} \ \text{м},$$

$$\frac{1}{\eta^{II}_{р\,max}} = 0,412, \quad \eta^{II}_{р\,max} = 2,43.$$

Далее определим число ребер:

$$n^{II}_{р} = \frac{\pi D_{к}}{a + \delta_{р}} = \frac{3,14 \cdot 0,25}{0,002 + 5,1 \cdot 10^{-4}} = 313.$$

Новое число ребер мало отличается от числа ребер, полученного в первом приближении. Поэтому окончательно принимаем $\delta_{р} = 0,005$ м (0,5 мм), $\eta_{р\,max} = 2,43$. Эффективный коэффициент теплоотдачи от стенки к охладителю с учетом оребрения находим по формуле

$$\alpha_{ж.р} = \alpha_{ж} \eta_{р\,max} = 1,657 \cdot 10^{4} \cdot 2,43 = 4,03 \cdot 10^{4} \ \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Теплоотдача в трубчатых камерах

Полученные выше выражения для расчета теплоотдачи от оребренной поверхности можно использовать при приближенных расчетах теплообмена в трубчатых камерах. При этом расчетную схему теплообмена в трубчатой камере можно представить в виде, показанном на рис. 4.39.

Считаем, что подвод теплоты происходит только по внутренней поверхности.

Количеством теплоты, отводимым наружным каркасом или оплеткой, пренебрегаем и считаем его равным нулю. Таким образом, вся поступающая теплота отводится к охладителю через поверхность $COO'C'$. Развернув верхнюю стенку трубки (участок $O'C'$), получим условную схему для расчета теплообмена в трубчатой камере. При этом высота ребра $h_{охл}$ равна длине участка $OO'C'$. Толщина ребра равна удвоенной толщине трубки: $\delta_{р} = 2\delta_{тр}$.

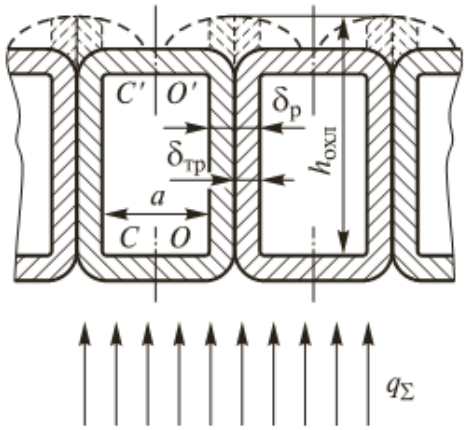


Рис. 4.39. Расчетная схема для определения $\alpha_{ж.тр}$

Ширину канала a считаем равной внутренней ширине трубки на данном участке.

Если принять для $\alpha_ж$, $T_ж$, $T_{ст.ж}$ и $\lambda_р$ те же допущения, что и при расчете теплообмена в оребренном охлаждающем тракте, то очевидно, что при принятых в нашей условной схеме обозначениях останутся справедливыми все полученные выше формулы (4.201)–(4.207). Следовательно, для трубчатой камеры имеем

$$\alpha_{ж.тр} = \alpha_ж \eta_р, \tag{4.217}$$

$$q_\Sigma = \alpha_{ж.тр}\left(T_{ст.ж} - T_ж\right), \tag{4.218}$$

где $\alpha_{ж.тр}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к охладителю для трубчатой камеры; $\alpha_ж$ — коэффициент теплоотдачи для трубчатого канала, полученный по формуле (4.192); $\eta_р$ — коэффициент оребрения, определяемый в принятых на рис. 4.39 обозначениях по формуле (4.206).

Так же, как и в случае оребренного охлаждающего тракта, может быть поставлена задача определения оптимальных размеров трубки. Однако решение ее весьма затруднено большим количеством факторов, влияющих на соотношения между размерами трубок. Частный вопрос определения оптимальной толщины трубки в зависимости от условий теплообмена и прочностных свойств материала рассматривался в работе [20].

4.12. Расчет охлаждения ЖРД

Порядок расчета охлаждения

При проектировании системы охлаждения ЖРД сначала определяют конструкцию охлаждающего тракта, способ охлаждения и основные размеры тракта, а затем расчетным путем проверяют, обеспечивается ли при этом охлаждение стенок двигателя. Проверочный расчет охлаждения камеры ЖРД проводят в следующем порядке.

1. Разобьем камеру сгорания и сопло по длине на отдельные участки. Обычно в сопловой части берут 12–20, а в камере сгорания 1–4 участка в зависимости от их формы. В некоторых случаях для получения уточненных данных выделяют в отдельные участки и места стыка скреплений (гофров, ребер и т. д.), а также участки, имеющие специфическую форму, отличную от формы всего охлаждающего тракта. После разбивки на каждом участке определяем его геометрические параметры, необходимые для дальнейших расчетов.

2. Задаем постоянную по длине температуру «газовой» стенки $T_{\text{ст.г}}$ и определяем конвективные тепловые потоки $q_{\text{к}}$ для каждого участка. Порядок определения $q_{\text{к}}$ изложен в § 4.6. Если имеются данные о распределении $q_{\text{к}}$ для базового двигателя, то специальный расчет $q_{\text{к}}$ можно не проводить.

3. Задаем распределение $T_{\text{ст.г}}$ по длине камеры двигателя и по формулам пересчета (см. § 4.7) определяем распределение $q_{\text{к}}$. При этом в качестве исходных можно принять следующие значения $T_{\text{ст.г}}$: в критическом сечении сопла 1000–1300 К для жаропрочной стали, 700–900 К для обычных конструкционных сталей и 500–700 К для стенок из меди или ее сплавов; на выходе из сопла (в зависимости от степени расширения сопла) 400–700 К для стальных стенок и 300–600 К для медных. В камере сгорания и на входе в сопло $T_{\text{ст.г}}$ на 20–40 % ниже температуры стенки в критическом сечении.

Если нет никаких предварительных данных о характере распределения $T_{\text{ст.г}}$ по длине (данные сходных конструкций и т. д.), то в первом приближении распределение промежуточных значений $T_{\text{ст.г}}$ можно считать линейным. Однако, если значения $T_{\text{ст.г}}$ для сходных конструкций ЖРД известны, целесообразно для первого приближения принять эти значения.

4. Определяем распределение лучистых тепловых потоков $q_{\text{л}}$ по длине камеры и сопла (см. § 4.8).

5. Находим суммарный удельный тепловой поток, поступающий к стенкам камеры двигателя (см. § 4.1):

$$q_{\Sigma} = q_{\text{л}} + q_{\text{к}}.$$

6. Проверяем достаточность расхода охладителя для снятия теплоты, поступающей к стенкам камеры двигателя. При стационарном режиме охлаждения вся теплота, поступающая к стенкам камеры двигателя, расходуется на нагревание охладителя. Используя уравнение баланса теплоты

$$Q_{\Sigma} = \sum_i q_{\Sigma_i} \Delta S_i = c_{\text{ж.ср}} \dot{m}_{\text{ж}} \left(T_{\text{ж.вых}} - T_{\text{ж.вх}} \right), \qquad (4.219)$$

где q_{Σ_i} и ΔS_i — суммарный удельный тепловой поток и площадь поверхности стенки i-го участка камеры двигателя; Q_{Σ} — суммарный тепловой поток к стенкам камеры двигателя; $\dot{m}_{\text{ж}}$ — расход охладителя; $T_{\text{ж.вх}}$ и $T_{\text{ж.вых}}$ — температуры охладителя на входе и выходе; $c_{\text{ж.ср}}$ — средняя теплоемкость охладителя, определенная при температуре

$$T_{\text{ж.ср}} = \frac{T_{\text{ж.вх}} + T_{\text{ж.вых}}}{2}.$$

Из равенства (4.219) находим

$$T_{\text{ж.вых}} = \frac{\sum_i q_{\Sigma_i} \Delta S_i}{c_{\text{ж.ср}} \dot{m}_{\text{ж}}} + T_{\text{ж.вх}}. \tag{4.220}$$

Температуру охладителя на входе $T_{\text{ж.вх}}$ считаем равной наибольшей возможной температуре окружающей среды, при которой предполагается эксплуатация ЖРД (например, +50 °С). Достаточность количества охладителя определяется условием $T_{\text{ж.вых}} \le T_s$, где T_s — температура кипения охладителя при давлении на выходе из охлаждающего тракта. Если $T_{\text{ж.вых}} > T_s$, то необходимо либо охлаждать камеру двумя компонентами по схеме, приведенной на рис. 4.4, либо уменьшить суммарный тепловой поток в стенку Q_Σ путем усиления внутреннего охлаждения.

7. Определяем подогрев охладителя и среднюю температуру охладителя на каждом участке. При известной температуре входа охладителя подогрев его определяется из уравнения баланса теплоты на участке:

$$q_{\Sigma_i} \Delta S_i = c_{\text{ж}_i} \dot{m}_{\text{ж}} \left(T_{\text{ж.вых}_i} - T_{\text{ж.вх}_i} \right), \tag{4.221}$$

где $c_{\text{ж}i}$ — средняя теплоемкость охладителя на i-м участке. Отсюда

$$T_{\text{ж.вых}_i} = \frac{q_{\Sigma_i} \Delta S_i}{c_{\text{ж}_i} \dot{m}_{\text{ж}}} + T_{\text{ж.вх}_i}. \tag{4.222}$$

Температуру охладителя на участке $T_{\text{ж}i}$ определяем как среднюю:

$$T_{\text{ж}_i} = \frac{T_{\text{ж.вх}_i} + T_{\text{ж.вых}_i}}{2}. \tag{4.223}$$

8. Находим коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости на каждом участке. (Порядок определения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$, $\alpha_{\text{ж.р}}$ или $\alpha_{\text{ж.тр}}$ для различных форм охлаждающего тракта см. в § 4.9 и § 4.11.)

9. Определяем температуру «жидкостной» стенки для каждого участка. Согласно уравнению (4.190) имеем

$$T_{\text{ст.ж}_i} = \frac{q_{\Sigma_i}}{\alpha_{\text{ж}_i}} + T_{\text{ж}_i}, \tag{4.224}$$

где $\alpha_{\text{ж}_i}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости, определенный для данной формы охлаждающего тракта i-го участка, т. е. $\alpha_{\text{ж}}$, $\alpha_{\text{ж.р}}$ или $\alpha_{\text{ж.тр}}$.

10. Определяем температуру «газовой» стенки $T_{\text{ст.г}}$. Согласно уравнению теплопроводности имеем

$$q_{\Sigma_i} = \frac{\lambda_{\text{ст}_i}}{\delta_{\text{ст}_i}} \left(T_{\text{ст.г}_i} - T_{\text{ст.ж}_i} \right),$$

откуда

$$T_{\text{ст.г}_i} = \frac{q_{\Sigma_i} \delta_{\text{ст}_i}}{\lambda_{\text{ст}_i}} + T_{\text{ст.ж}_i}, \tag{4.225}$$

где $\delta_{ст_i}$ — толщина внутренней стенки камеры двигателя на i-м участке; $\lambda_{ст_i}$ — теплопроводность материала стенки при средней температуре стенки

$$T_{ст.ср_i} = \frac{T_{ст.г_i} + T_{ст.ж_i}}{2}.$$

Значения теплопроводности для различных металлов приведены на рис. 4.40.

11. Проверяем совпадение заданной температуры «газовой» стенки с температурой $T_{ст.г}$, полученной по формуле (4.225).

Если расхождение значений $T_{ст.г}$ составляет более чем 5 %, задают новое распределение $T_{ст.г}$, равное промежуточному значению между заданным в первом приближении и полученным (но наиболее близким к последнему), и расчет, начиная с п. 3, проводят заново. Если значение $T_{ст.г}$ на каком-либо участке превышает максимально допустимое для данного материала, необходимо либо уменьшить толщину стенки, либо улучшить теплосъем от стенки к жидкости.

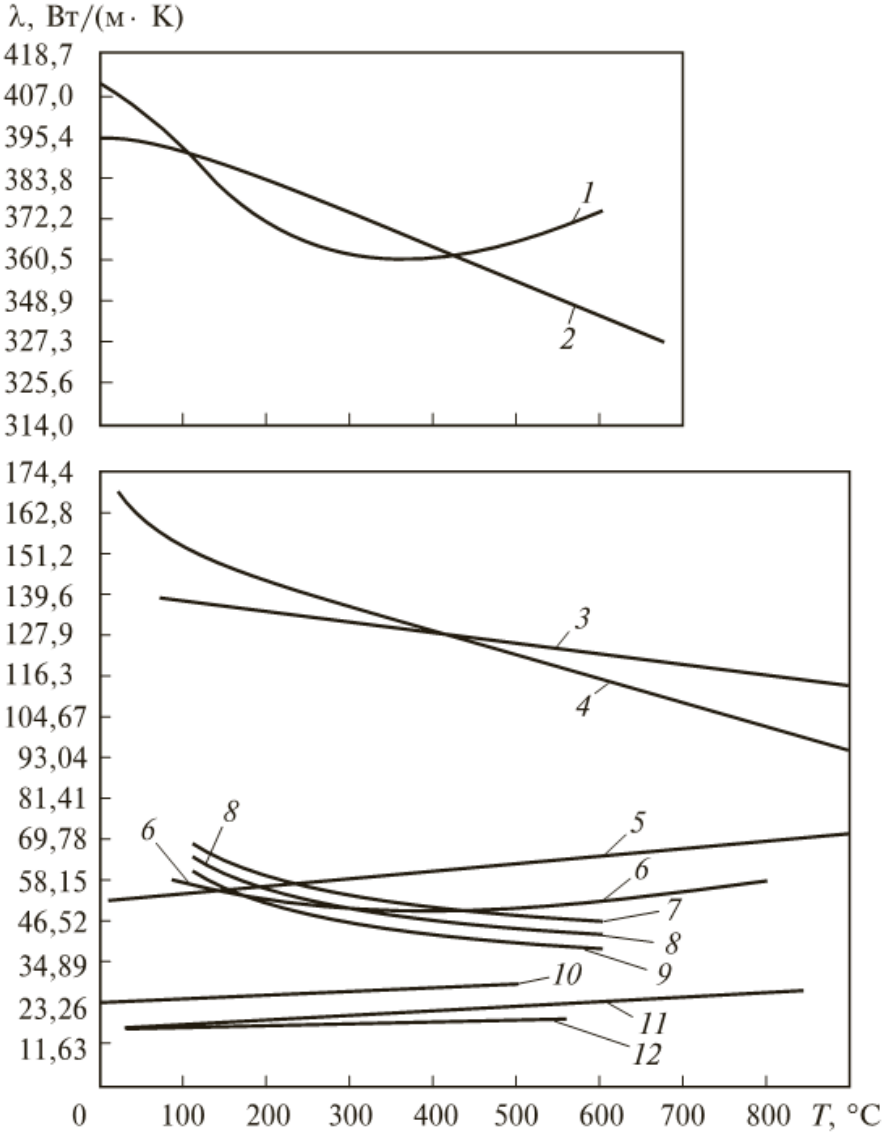


Рис. 4.40. Теплопроводность металлов:
1 — серебро 99,9 %; *2* — медь 99,9 %; *3* — молибден; *4* — вольфрам; *5* — ниобий; *6* — никель; *7*, *8*, *9* — конструкционные стали; *10*, *11* — нержавеющие стали; *12* — титан

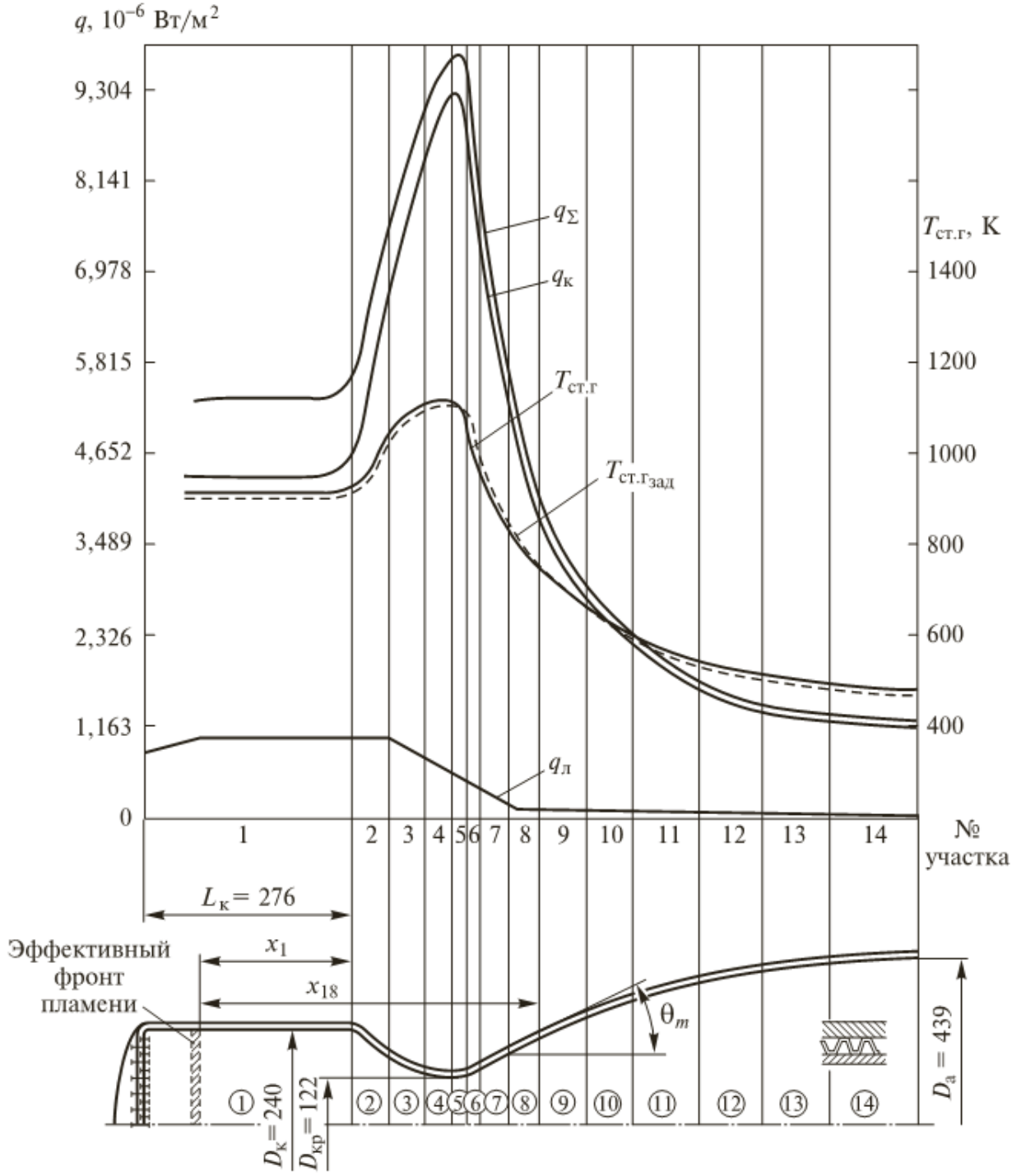


Рис. 4.41. Результаты расчета охлаждения камеры ЖРД

Если это невозможно, необходимо уменьшить тепловые потоки q_Σ за счет усиления внутреннего охлаждения.

По изложенной методике в работе [1] был проведен расчет охлаждения камеры ЖРД, работающей на топливе, окислителем которого является смесь из 80 % азотной кислоты и 20 % азотного тетроксида, а горючим — тонка-250 при давлении в камере сгорания 6,37 МПа, температуре в камере сгорания $T_к$ = = 3070 K, расходе топлива $\dot{m} = 48$ кг/с; $K_m = \dfrac{\dot{m}_о}{\dot{m}_г} = \dfrac{37{,}35}{10{,}65} = 3{,}5$; диаметре камеры сгорания $D_к = 0{,}24$ м; диаметре критического сечения $D_{кр} = 0{,}122$ м; диаметре

среза сопла $D_а$ = 0,439 м; длине цилиндрической части камеры сгорания $L_к$ = = 0,276 м. Наружное охлаждение производится горючим; у внутренней стенки камеры двигателя соответствующим расположением форсунок на головке создан пристеночный слой с соотношением компонентов $K_{m\,ст}$ = 1,943; толщина пристеночного слоя $\delta_{пр}$ равна шагу между форсунками $H_ф$ = 0,015 м. Охлаждающий тракт выполнен с гофрами. Результаты расчета приведены на рис. 4.41*.

4.13. Некоторые специальные случаи охлаждения ЖРД

Рассмотрим особенности радиационного охлаждения ЖРД, охлаждения низкокипящими компонентами и охлаждения ЖРД, имеющего сопло с центральным телом.

Радиационное охлаждение

Ранее, в § 4.2, как один из способов охлаждения ЖРД рассмотрено радиационное охлаждение. Такое охлаждение может быть целесообразно для ЖРД с большой геометрической степенью расширения сопла и большим временем работы (при сравнительно небольшом времени работы рационально абляционное охлаждение). Радиационное охлаждение можно применять в тех двигателях, которые устанавливаются на внешней поверхности летательного аппарата. Основной задачей расчета радиационного охлаждения является определение равновесной температуры стенки $T_{ст.р}$.

Определение $T_{ст.р}$ при радиационном охлаждении

В общем случае при радиационном охлаждении имеет место следующий баланс тепловых потоков (рис. 4.42):

$$q_к + q_л = q_{к.н} + q_{л.н}, \tag{4.226}$$

где $q_к$ и $q_л$ — конвективный и лучистый потоки к стенкам камеры двигателя; $q_{к.н}$ и $q_{л.н}$ — конвективный и лучистый потоки в окружающую среду.

Уравнение (4.226) является основным уравнением для определения равновесной температуры стенки $T_{ст.р}$. Входящие в него тепловые потоки определяются следующим образом. Конвективные тепловые потоки от газов к стенке и от стенки в окружающую среду определяются соответственно по формулам

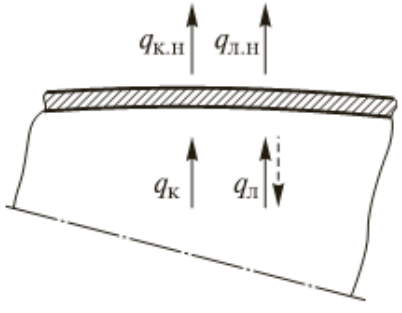


Рис. 4.42. Расчет радиационного охлаждения

* С момента выхода первого издания были разработаны универсальные компьютерные программы расчета охлаждения камер ЖРД (см., например, [21, 22]), которые снабжены пользовательским интерфейсом и необходимой базой данных о теплофизических свойствах компонентов и конструкционных материалов, что упрощает задачу конструктора, но одновременно требует от него адаптировать имеющийся программный продукт к собственным исходным данным (*прим. ред.*).

$$q_{к} = \alpha_{г}\left(T_{эф0} - T_{ст.г}\right), \tag{4.227}$$

$$q_{к.н} = \alpha_{н}\left(T'_{ст.р} - T_{н}\right), \tag{4.228}$$

где $T_{эф0}$ так же, как и в предыдущих расчетах, определяется из уравнения (4.27) при соотношении компонентов $K_{m\,пр}$ в пристеночном слое (если таковой имеется) или в ядре потока. Коэффициенты конвективной теплоотдачи от газов к стенке и от стенки в окружающую среду $\alpha_{г}$ и $\alpha_{н}$ определяются известными формулами теплопередачи, в которых учитываются данные условия теплообмена.

В частном случае, когда из расчета охлаждения ЖРД уже известны значения $q_{к}$ при какой-либо заданной температуре $T_{ст.г}$ на данном участке сопла, коэффициент $\alpha_{г}$ можно определить по формуле

$$\alpha_{г} = \frac{q_{к}}{T_{эф0} - T_{ст.г}}. \tag{4.229}$$

В первом приближении при дальнейших расчетах можно считать $\alpha_{г}$ не зависящим от температуры стенки. При работе двигателя в условиях пустоты, очевидно, $\alpha_{н}$ и, соответственно, $q_{к.н}$ равны нулю.

Лучистый тепловой поток $q_{л}$ определяется уравнением (4.183) или приближенно уравнениями (4.181) и (4.182) с заменой $T_{г}$ термодинамической температурой продуктов сгорания в ядре потока $T_{п.с}$, а $T_{ст.г}$ — равновесной температурой $T_{ст.р}$. При этом $q_{л}$ может быть направлено как от газа к стенке, так и обратно.

Лучистый тепловой поток в окружающую среду определяется уравнением

$$q_{л.н} = \varepsilon_{ст} c_0 \left(\frac{T'_{ст.р}}{100}\right)^4, \tag{4.230}$$

где $\varepsilon_{ст}$ — излучательная способность материала стенки; $T'_{ст.р}$ — наружная равновесная температура стенки.

С достаточной степенью точности можно считать

$$T'_{ст.р} = T_{ст.р} = T_{ст.г}.$$

Подставляя развернутые выражения тепловых потоков в уравнение (4.226) и решая его, определяем для различных участков сопла значения равновесной температуры стенки $T_{ст.р}$. Зная наибольшую температуру стенки, допустимую для данного материала, можно найти сечение, начиная с которого сопловую часть можно выполнить без специального охлаждения.

Пример расчета равновесной температуры стенки

Определить равновесную температуру стенки сопла ЖРД, изготовленного из хромоникелевого сплава. Параметры ЖРД, определяющие теплообмен в заданном сечении, следующие: диаметр сечения сопла $D = 0{,}5$ м; эффективная температура торможения в пристеночном слое $T_{эф0} = 1800$ К; коэффициент теплоотдачи $\alpha_{г} = 291$ Вт/(м^2 · К);

$\alpha_н = 0$ (теплоотдача в пустоту). Термодинамическая температура ядра потока в рассматриваемом сечении $T_{п.с} = 1000$ K; парциальные давления H_2O и CO_2 следующие:

$$p_{H_2O} = 7{,}85 \text{ кПа},$$
$$p_{CO_2} = 1{,}96 \text{ кПа}.$$

Р е ш е н и е. Выразим значения тепловых потоков, входящих в уравнение (4.226), через равновесную температуру стенки $T_{ст.р}$, для чего определим входящие в выражение (4.183) коэффициенты $\varepsilon_{ст.эф}$ и $\varepsilon_г$. Длину пути луча определим, как для цилиндрической оболочки бесконечной длины:

$$l_э = 0{,}9D = 0{,}9 \cdot 0{,}5 = 0{,}45 \text{ м},$$

$$p_{H_2O} l_э = 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 0{,}45 = 3{,}53 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot \text{м},$$

$$p_{CO_2} l_э = 1{,}96 \cdot 10^3 \cdot 0{,}45 = 0{,}882 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot \text{м}.$$

Определим ε_{H_2O} и ε_{CO_2}. По графикам, приведенным на рис. 4.21 и 4.22, при $T_{п.с} =$ $= 1000$ K имеем

$$\varepsilon_{0\,H_2O} = 0{,}07, \quad n = 1 + k_{H_2O} p_{H_2O} \approx 1.$$

Тогда

$$\varepsilon_{H_2O} = 1 - \left(1 - \varepsilon_{0H_2O}\right)^n = 1 - \left(1 - 0{,}07\right) = 0{,}07.$$

По графику, приведенному на рис. 4.24, $\varepsilon_{CO_2} = 0{,}055$. По формуле (4.185) определим $\varepsilon_г$:

$$\varepsilon_г = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \varepsilon_{H_2O}\varepsilon_{CO_2} = 0{,}07 + 0{,}055 - 0{,}07 \cdot 0{,}055 = 0{,}121.$$

Полагая, что на внутренней стенке имеется сажа, излучательную способность ее принимаем $\varepsilon_{ст} = 0{,}8$. Тогда по формуле (4.187) имеем

$$\varepsilon_{ст.эф} = \varepsilon_{ст}\left(1 + \left(1 - \varepsilon_{ст}\right)\left(1 - \varepsilon_г\right)\right) = 0{,}8\left(1 + \left(1 - 0{,}8\right)\left(1 - 0{,}121\right)\right) = 0{,}94.$$

Лучистый тепловой поток от продуктов сгорания к стенке определим по уравнению (4.183), полагая $\varepsilon_г = A_г$:

$$q_л = \varepsilon_{ст.эф}\varepsilon_г c_0 \left(\left(\frac{T_{п.с}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ст.р}}{100}\right)^4\right) = 0{,}645\left(\left(\frac{1000}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ст.р}}{100}\right)^4\right). \qquad (4.231)$$

Знак величины $q_л$ (т. е. направление теплового потока) будет зависеть от соотношения между $T_{п.с}$ и $T_{ст.р}$.

Конвективный тепловой поток вычислим по формуле

$$q_к = \alpha_г\left(T_{эф0} - T_{ст.р}\right) = 291\left(1800 - T_{ст.р}\right). \qquad (4.232)$$

Определим лучистый тепловой поток, направленный от наружной стенки в окружающую среду. Согласно данным, приведенным в табл. 4.3, установим излучательную способность наружной стенки:

$$\varepsilon_{ст} = 0{,}75.$$

Считая $T_{\text{ст.р}}$ одинаковой по толщине стенки, находим $q_{\text{л.н}}$ из уравнения (4.230):

$$q_{\text{л.н}} = \varepsilon_{\text{ст}} c_0 \left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4 = 0,75 \cdot 5,67 \left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4 = 4,25 \left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4. \qquad (4.233)$$

Подставив выражения для $q_{\text{л}}$, $q_{\text{к}}$ и $q_{\text{л.н}}$ в уравнение баланса (4.226), получим

$$4,25\left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4 = 291\left(1800 - T_{\text{ст.р}}\right) + 0,645\left(\left(\frac{1000}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4\right).$$

Полученное уравнение легче решать графически. Построив зависимости правой и левой частей уравнения от $\left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)$, находим искомое значение равновесной температуры стенки:

$$T_{\text{ст.р}} = 1315 \text{ K}.$$

Для оценки тепловых потоков найдем $q_{\text{л}}$, $q_{\text{к}}$ и $q_{\text{л.н}}$. По уравнениям (4.231)–(4.233) имеем

$$q_{\text{л}} = 0,645\left(\left(\frac{1000}{100}\right)^4 - \left(\frac{1315}{100}\right)^4\right) = -0,128 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2$$

(знак минус указывает на обратное (от стенки к газам) направление потока),

$$q_{\text{к}} = 291\left(1800 - 1315\right) = 1,41 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2,$$

$$q_{\text{л.н}} = 4,25\left(\frac{1315}{100}\right)^4 = 1,28 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^2.$$

Сопоставляя полученные результаты, мы видим, что в данном случае величина $q_{\text{л}}$ весьма незначительна по сравнению с $q_{\text{к}}$ и $q_{\text{л.н}}$ и равна приблизительно 10% от лучистого теплопотока, направленного в окружающую среду.

Часто при радиационном охлаждении доля $q_{\text{л}}$ может быть еще меньшей. Поэтому при оценочных расчетах радиационного охлаждения можно пренебречь лучистым теплообменом от продуктов сгорания к стенке. Если при этом также возможно пренебречь конвекцией в окружающую среду (при работе ЖРД в вакууме или очень разреженной среде), то уравнение (4.226) упрощается и при $T_{\text{ст.г}} = T'_{\text{ст.р}} = T_{\text{ст.р}}$ в развернутой форме с учетом выражений (4.227) и (4.230) имеет вид

$$\alpha_{\text{г}}\left(T_{\text{эф0}} - T_{\text{ст.р}}\right) = \varepsilon_{\text{ст}} c_0 \left(\frac{T_{\text{ст.р}}}{100}\right)^4. \qquad (4.234)$$

Решая это уравнение, используя $\varepsilon_{\text{ст}} c_0 / \alpha_{\text{г}}$ в качестве параметра, можно построить графическую зависимость $T_{\text{ст.р}}$ от $T_{\text{эф0}}$, позволяющую сразу оценить ожидаемое значение $T_{\text{ст.р}}$ (при отсутствии $q_{\text{л}}$ и $q_{\text{к.н}}$) (рис. 4.43).

Анализируя величины, входящие в формулу (4.226), и графики, приведенные на рис. 4.43, мы видим, что $T_{ст.р}$ в значительной степени зависит также от степени черноты стенки $\varepsilon_{ст}$. Чем выше $\varepsilon_{ст}$, тем меньше равновесная температура стенки. Поэтому при радиационном охлаждении наружную излучающую поверхность лучше оставлять шероховатой, так как степень черноты шероховатой поверхности больше, чем полированной. В некоторых случаях целесообразно даже на излучающей поверхности создавать специальные канавки, за счет чего кажущаяся степень черноты поверхности может быть увеличена на 50–100 %.

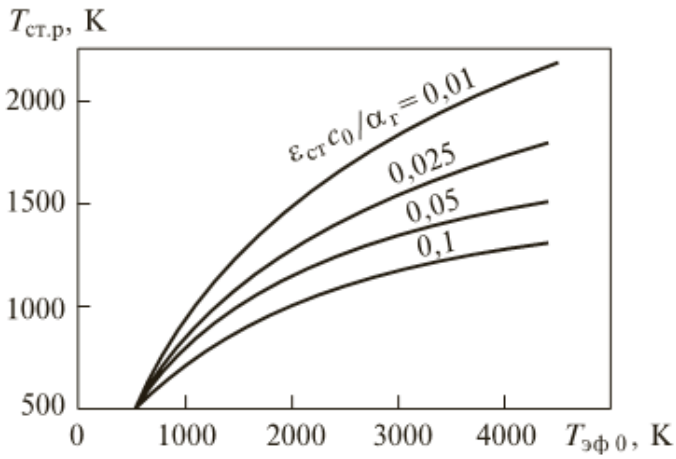


Рис. 4.43. Зависимость равновесной температуры стенки от $T_{эф\,0}$

Наружное охлаждение низкокипящими компонентами

При работе ЖРД на низкокипящих компонентах (например, $O_2 + H_2$ или $F_2 + H_2$) организовать наружное охлаждение стенок камеры только жидким компонентом невозможно ввиду очень низкой температуры кипения как горючего, так и окислителя. Охладитель, поступая в охлаждающий тракт, быстро превращается в пар, и дальнейшее наружное охлаждение камеры производится уже холодным газом (паром). Задача надежного охлаждения стенок камеры двигателя при этом сильно осложняется по следующим причинам.

При переходе охладителя из жидкого в газообразное состояние коэффициент теплоотдачи от стенки к газу меньше, чем $\alpha_ж$ жидкого охладителя. Удельный объем газообразного охладителя значительно больше, чем жидкого, и значительно увеличивается с ростом температуры (в 2–3 раза). Поэтому площадь сечения охлаждающего тракта иногда приходится выполнять переменной по длине для того, чтобы в каждом сечении тракта скорость охлаждающего газа обеспечивала значение $\alpha_ж$, соответствующее поступающему тепловому потоку.

Сложность решения задачи усугубляется еще и тем, что при условиях, имеющих место в ЖРД, охлаждение стенок камеры низкокипящим компонентом происходит в околокритической и сверхкритической областях параметров состояния охладителя. При этом в околокритической области наблюдается резкое изменение физических свойств охладителя, что оказывает сильное влияние на теплообмен. Так, теплоемкость водорода в околокритической области увеличивается в 5–10 раз.

По сравнению с другими низкокипящими компонентами наилучшими охлаждающими свойствами обладает водород, имеющий высокие значения теплоемкости (примерно в 3 раза больше, чем у воды, и в 4 раза больше, чем у кислорода).

Возможные области состояния водорода при использовании его в качестве охладителя ЖРД

В общем случае кривая фазового равновесия $p_s = f(T)$ имеет вид, изображенный на рис. 4.44 (p_s — давление на линии насыщения). Кривая фазового равновесия OK имеет конечную протяженность и заканчивается в критической точке K, соответствующей для каждого данного вещества вполне определенным значениям температуры T_K и давления p_K.

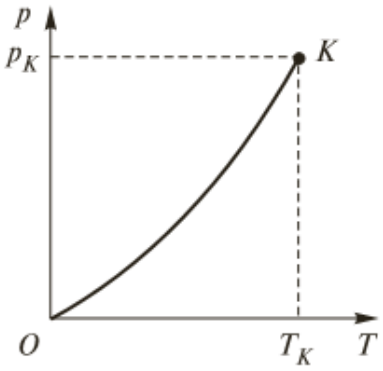


Рис. 4.44. Кривая фазового равновесия

При значениях давления и температуры выше критических вещество находится в области сверхкритических параметров состояния. В этом случае уже нельзя говорить о фазовом преобразовании вещества, так как вещество не имеет границы жидкой и газообразной фазы и принципиального различия между жидкостью и газом здесь не существует. Хотя трудно отчетливо представить себе такую, не имеющую границы фаз, среду, принято считать, что вещество в этой области представляет собой конгломерат групп молекул с различной плотностью. Причем в зависимости от давления и температуры вещество находится в состоянии, более близком к газу или более близком к жидкости. Если рассматривать водород как охладитель ЖРД, то несколько условно диаграмму, характеризующую агрегатное состояние водорода (рис. 4.45), можно разделить на следующие пять областей: *1* — область кипения; *2* — область околокритического состояния; *3* — область состояния водорода при давлении, значительно превышающем критическое (≫ 1,25 МПа), и сравнительно невысокой температуре (~ до 150 К); *4* — область состояния водорода при сверхкритическом давлении и высокой температуре (выше 150 К); *5* — область газообразного водорода при докритическом давлении.



Рис. 4.45. Области состояния водорода

Область 1. Область кипения. В этой области имеет место равновесное сосуществование жидкости и насыщенного пара. При этом водород представляет собой двухфазную смесь жидкости и насыщенного пара. Средняя плотность такой двухфазной смеси $\rho_{см}$ определяется выражением

$$\frac{1}{\rho_{см}} = \frac{g_п}{\rho_п} - \frac{1-g_п}{\rho_ж} \qquad (4.235)$$

где $g_п$ — массовая доля испарившегося водорода в смеси; $\rho_п$, $\rho_ж$ — плотность испарившегося (газообразного) и жидкого водорода соответственно при заданных давлении и температуре.

В этой области можно считать, что теплообмен соответствует режиму пленочного кипения и для определения коэффициента теплоотдачи, можно использовать допущения о кольцеобразной схеме двухфазного потока, при которой кольцо, заполненное испарившимся водородом, окружает ядро потока жидкого водорода.

Область 2. Область околокритического состояния. В этой области давление водорода несколько выше критического (~ 5 МПа), а температура может быть и ниже и выше критической (до 150 К). При этом имеет место резкое изменение свойств жидкого водорода в зависимости от температуры и давления.

Экспериментальные исследования показали, что в этой области нельзя использовать соотношения для расчета характеристик теплообмена, полученные для однофазного потока (газ или жидкость). Однако, если предположить, что водород в этой области представляет собой смесь газообразных и жидких макрообразований соответствующей плотности, аналогичную двухфазной смеси в области кипения, то оказывается, что схема пленочного процесса кипения, принятая для области 1, является пригодной и для области околокритического состояния водорода. При этом можно принять, что плотность пара соответствует плотности газообразного водорода, а жидкости — плотности жидкого водорода. Тогда среднемассовая плотность определяется соотношением, аналогичным (4.235).

Области 3, 4 и 5. При сверхкритическом состоянии водорода при давлениях выше 5 МПа экспериментальные данные крайне ограничены. Поэтому, так как при высоких давлениях свойства жидкости изменяются не так резко, для расчета теплообмена в этих областях можно использовать приведенную выше формулу (4.191).

Расчет теплоотдачи к водороду в состояниях кипения, околокритическом и сверхкритическом, является сложной задачей. Для оценочных расчетов можно воспользоваться предложенными в работе [23] схемами для определения $\alpha_ж$ при различных состояниях водорода.

В первом приближении при расчете охлаждения водородом для определения $\alpha_ж$ можно воспользоваться формулой (4.191).

Порядок расчета охлаждения низкокипящим компонентом

Расчет охлаждения низкокипящими компонентами производится методом последовательных приближений. Для этого камеру сгорания и сопло следует разбить по длине на 15–20 участков и последовательно рассчитывать каждый участок. При этом можно предложить следующий порядок проведения расчетов.

1. Зададим распределение температуры «газовой» стенки $T_{\text{ст.г}}$ по длине камеры двигателя и изложенными выше способами определим распределение по длине $q_{\text{к}}$, $q_{\text{л}}$, q_{Σ}.

2. Зная q_{Σ} и $T_{\text{ст.г}}$, а также теплопроводность внутренней стенки $\lambda_{\text{ст}}$ и ее толщину $\delta_{\text{ст}}$, определим температуру «жидкостной» стенки по формуле (4.224):

$$T_{\text{ст.ж}_i} = T_{\text{ст.г}_i} - \frac{q_{\Sigma_i}\delta_{\text{ст}_i}}{\lambda_{\text{ст}_i}},$$

где значения $\lambda_{\text{ст}_i}$ берем для средней температуры стенки, равной $(T_{\text{ст.г}_i} + T_{\text{ст.ж}_i})/2$.

3. Определим значение $\alpha_{\text{ж}}$, необходимое для снятия суммарного теплового потока. По формуле (4.190) имеем

$$\alpha_{\text{ж}_i} = \frac{q_{\Sigma_i}}{T_{\text{ст.ж}_i} - T_{\text{ж}_i}}. \tag{4.236}$$

Значение $T_{\text{ж}_i}$ берем среднее для каждого участка:

$$T_{\text{ж}_i} = \frac{T_{\text{ж.вх}_i} + T_{\text{ж.вых}_i}}{2}.$$

4. Определим подогрев охладителя $\Delta T_{\text{ж}_i}$ и температуру выхода охладителя на каждом участке. По формуле (4.221) определим

$$\Delta T_{\text{ж}_i} = \frac{q_{\Sigma_i}\Delta S_i}{c_{p\,\text{ж}_i}\dot{m}_{\text{ж}}}, \tag{4.237}$$

где ΔS_i — площадь поверхности теплообмена на данном участке; $c_{p\,\text{ж}_i}$ — теплоемкость при средних значениях давления и температуры на данном участке.

Зная $\Delta T_{\text{ж}_i}$, находим

$$T_{\text{ж.вых}_i} = T_{\text{ж.вх}_i} + \Delta T_{\text{ж}_i}.$$

5. Зададим давление охладителя на входе в первый участок $p_{\text{ж.вх}}$.

6. По формулам для расчета $\alpha_{\text{ж}}$ определим скорость охладителя $w_{\text{ж}_i}$, обеспечивающую значение $\alpha_{\text{ж}_i}$, равное полученному по выражению (4.236). При этом в расчете используются средние значения температуры и давления охладителя на данном участке.

7. Зная скорость движения охладителя $w_{\text{ж}}$, определим размеры проходного сечения охлаждающего тракта:

$$F_{ж_i} = \frac{\dot{m}_ж}{w_{ж_i}\rho_{ж_i}}, \tag{4.238}$$

где значение $\rho_{ж_i}$ берется при средних параметрах состояния охладителя на данном участке.

Поскольку диаметр охлаждающего тракта по окружности поперечного сечения камеры двигателя известен, то определение $F_ж$ обычно сводится к определению высоты охлаждающего тракта $h_{охл}$.

8. Определим потери давления на данном участке Δp_i и давление охладителя на выходе из участка. Величина Δp_i складывается из местных потерь ($\Delta p_м$), потерь вследствие трения ($\Delta p_{тр}$), а также потерь давления в результате разгона газа на данном участке (Δpw):

$$\Delta p_i = \Delta p_м + \Delta p_{тр} + \Delta p_w. \tag{4.239}$$

Порядок определения $\Delta p_м$, $\Delta p_{тр}$ и Δpw приведен ниже, в § 6.6. Следует отметить, что потери вследствие трения при движении водорода по тракту ($\Delta p_{тр}$) сравнительно невелики в силу малой вязкости водорода.

Зная Δp_i, определим давление охладителя на выходе из участка:

$$p_{ж.вых_i} = p_{ж.вх_i} - \Delta p_i. \tag{4.240}$$

9. Проведя последовательно расчеты для всех участков, анализируем приемлемость полученных результатов и при необходимости корректируем или повторяем расчет. Если на отдельных участках вычисленные значения $F_ж$ (или $h_{охл}$) практически трудновыполнимы, заданное значение $T_{ст.г}$ корректируем и расчет проводим заново.

Зная потерю давления по длине всего тракта ($\sum\Delta p_i$), определим давление компонента на выходе из камеры сгорания $p_{ж.вых}$ (рис. 4.46). Если полученное значение $p_{ж.вых}$ отличается от заданного, то расчет повторяем при новом значении давления охладителя на входе $p_{ж.вх}$.

Как видно, расчет охлаждения низкокипящими компонентами значительно усложняется не только за счет трудностей, связанных с определением $\alpha_ж$ при различных состояниях охладителя, но также и в связи с тем, что в отличие от охлаждения капельными жидкостями в расчетах необходимо учитывать сжимаемость компонента и влияние потерь давления по длине тракта на процесс теплообмена.

На рис. 4.46 показаны типичные графики изменения давления и температуры охладителя, а также площади сечения тракта (высоты канала $h_{охл}$) по его длине при охлаждении трубчатой камеры водородом.

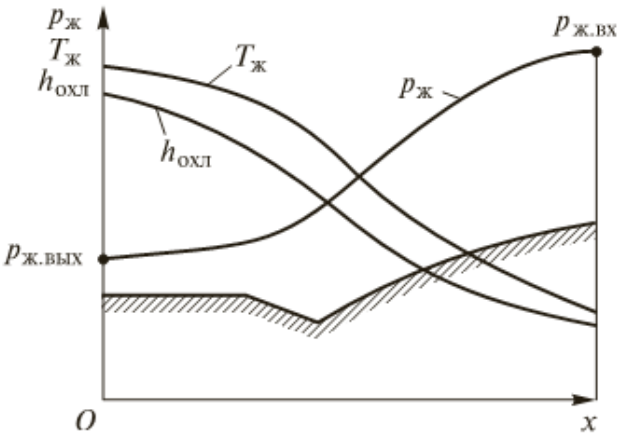


Рис. 4.46. Изменение $p_ж$, $T_ж$ и высоты охлаждающего тракта $h_{охл}$ при охлаждении водородом

Теплообмен в соплах с центральным телом

Одной из основных трудностей использования сопел с центральным телом в ЖРД является сложность организации охлаждения такого сопла. Эти сложности обусловлены в первую очередь тем, что в отличие от обычных ЖРД с соплом Лаваля критическое сечение и камера сгорания двигателей с соплом с центральным телом имеет кольцевую форму.

Вследствие такой формы периметры критического сечения и камеры сгорания резко увеличиваются. Элементарные расчеты показывают, что периметр критического сечения (места наиболее интенсивного теплообмена) сопла с центральным телом увеличивается в 5–10 раз. Кроме того, на одной из сторон критического сечения обычно имеется острая кромка, обеспечение охлаждения которой само по себе является сложной задачей.

Поверхность кольцевой камеры сгорания также значительно больше поверхности камеры обычной формы, что приводит к увеличению общего количества теплоты, отдаваемого на участке камеры сгорания.

Большой периметр критического сечения кольцевой формы весьма затрудняет создание надежного пристеночного слоя для внутреннего охлаждения. Площадь, занимаемая пристеночным слоем в критическом сечении, увеличивается пропорционально изменению периметра сечения, и это приводит к его загромождению. Особенно сильное загромождение происходит при больших диаметрах центрального тела, когда кольцевое критическое сечение напоминает узкую щель. При этом в сечении вообще не остается места для размещения надежного защитного пристеночного слоя.

Охлаждение двигателей, имеющих сопло с центральным телом, дополнительно затруднено еще и тем, что в таких двигателях существуют два самостоятельных охлаждающих тракта (см. рис. 2.21): по контуру центрального тела и по наружному контуру. В зависимости от типа сопла один из этих трактов обеспечивает охлаждение камеры до критической части, второй — охлаждение и камеры, и закритической части сопла. Такое наличие двух охлаждающих трактов сильно усложняет подвод и дальнейшую «разводку» охладителя по тракту.

Расчет охлаждения сопел с центральным телом

Расчет охлаждения сопел с центральным телом можно проводить в том же порядке, что и для обычных сопел. Отметим только некоторые особенности использования полученных выше расчетных формул для определения $q_к$.

При расчете охлаждения круглых сопел в качестве характерного размера был выбран диаметр критического сечения $d_{кр}$, что в данном случае сделать невозможно, так как критическое сечение кольцевое. Однако можно выбрать в качестве характерного какой-либо другой размер сопла с центральным телом, например обычно задаваемую величину малого диаметра торовой или кольцевой камеры $D_{1к}$ (рис. 4.47).

Тогда в выражениях для расчета $z_т$ безразмерные длину участка по образующей контура $\overline{s}$ и диаметр центрального тела $\overline{D}$ определим по формулам

$$\overline{s} = \frac{s}{D_{1к}}, \quad \overline{D} = \frac{D}{D_{1к}}. \tag{4.241}$$

Поскольку для сопла с центральным телом обычные газодинамические соотношения, определяющие βw и $p/p_{0\infty}$ как функции от $\overline{D}$, неприменимы, формула (4.146) также неприменима, и расчет $z_т$ необходимо проводить по формуле (4.141) (при постоянной $T_{ст.г}$):

$$z_т = \frac{\mathrm{Re}_{w_{max}}}{a_т b_т^2 \overline{D}^{1,2}} \int_0^{\overline{s}} \beta_w \frac{p}{p_{0\infty}} \overline{D}^{1,2} d\overline{s},$$

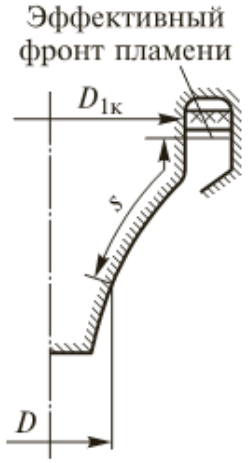


Рис. 4.47. Определение поверхности охлаждения сопла с центральным телом

где $\beta_w = w_\infty / w_{max}$; w_∞ — скорость «ядра» потока около стенки камеры, т. е. скорость потока вдоль волны разрежения, попадающей в данную точку контура; p — давление около контура в данной точке; $b_т^2$ и $a_т$ определяются по уравнениям (4.127) и (4.129) соответственно.

Выражение для $\mathrm{Re}_{w_{max}}$ (4.158) получим, заменив $d_{кр}$ новым характерным размером $D_{1к}$:

$$\mathrm{Re}_{w_{max}} = \frac{3{,}46 D_{1к} p_{0\infty}}{\mu_{эф0\infty} \sqrt{R_{г.н} T_{эф0\infty}}}. \tag{4.242}$$

Формула для определения $q_к$ получается из соотношения (4.159) после подстановки значений $\rho_{0\infty}$ и w, определенных выражениями (4.155) и (4.160) соответственно и учета влияния числа Pr по формуле (4.171) в виде, аналогичном равенству (4.172):

$$q_к = 3{,}98 \frac{\beta_w p c_{p\,эф.ср} T_{эф0\infty} \left(1 - \overline{T}_{ст.г}\right)}{\psi_т^2 b_т^2 \sqrt{R_{г.н} T_{эф0\infty}}}, \tag{4.243}$$

где p — статическое давление около контура в данной точке.

Глава 5

Камеры сгорания ЖРД

5.1. Формы и примеры выполненных камер сгорания ЖРД

Камера сгорания двигателя является главным агрегатом ракетной двигательной установки. В ней, в основном, завершаются процессы смесеобразования и горения топлива.

Известны следующие основные формы камер сгорания ЖРД (рис. 5.1):

1) цилиндрическая;
2) шарообразная (или грушевидная);
3) коническая;
4) кольцевая.

Рассмотрим особенности каждой из этих форм.

Цилиндрические камеры сгорания. Средняя и относительная расходонапряженности

В настоящее время наиболее распространены цилиндрические камеры сгорания. Их применяют для камер двигателей всех тяг. Основное преимущество цилиндрических камер — простота изготовления. Простая форма облегчает применение легких скрепленных стенок с частыми связями и трубок. Жидкостные ракетные двигатели с отъемными сопловой частью и головкой обычно имеют цилиндрическую камеру сгорания. Применение цилиндрических камер в многокамерных двигательных установках облегчает компоновку

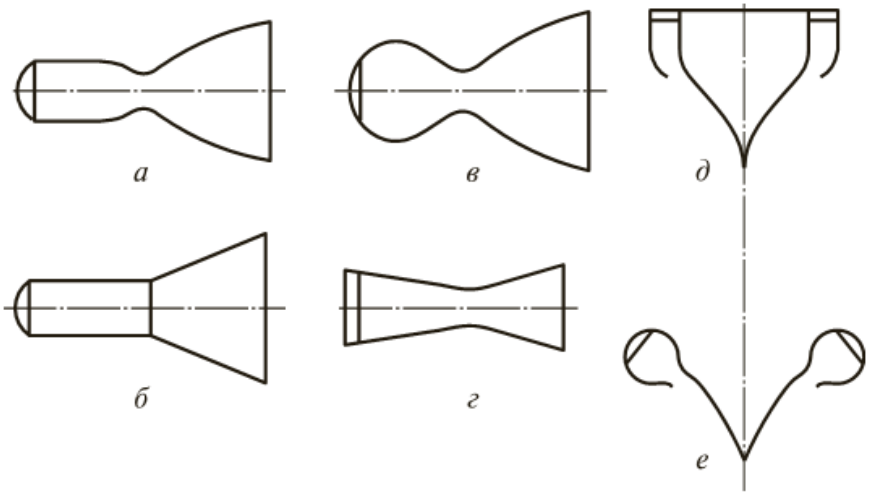


Рис. 5.1. Формы камер сгорания:
а — цилиндрическая; *б* — форма полутеплового сопла; *в* — шарообразная; *г* — коническая; *д*, *е* — кольцевые

связки двигателей. Недостаток цилиндрических камер — худшие прочностные свойства и большая поверхность охлаждения по сравнению с шарообразными камерами.

Для характеристики цилиндрических камер сгорания удобно использовать понятие *расходонапряженности*.

Средняя по сечению расходонапряженность камеры сгорания вычисляется по формуле

$$q_m = \frac{\dot{m}}{F_к}, \tag{5.1}$$

где $F_к$ — площадь поперечного сечения камеры сгорания. Расходонапряженность q_m имеет размерность плотности массового потока кг/(с·м^2).

Выразим расход $\dot{m}$ через комплекс β (1.9):

$$\dot{m} = \frac{p_к F_{кр}}{\beta};$$

тогда

$$q_m = \frac{p_к F_{кр}}{F_к \beta}, \tag{5.2}$$

где $p_к$ — давление в камере сгорания.

Поскольку для данного топлива величина β имеет приблизительно постоянное значение, то расходонапряженность прямо пропорциональна давлению в камере, т. е.

$$q_m = q'_m p_к, \tag{5.3}$$

где $q'_m = q_m / p_к$ является расходонапряженностью, отнесенной к давлению в камере, и называется *относительной расходонапряженностью*.

Часто величина q'_m используется вместо q_m для оценки расходонапряженности.

В соответствии с уравнением (5.2) имеем

$$q'_m = \frac{F_{кр}}{F_к \beta}, \text{ с/м}. \tag{5.4}$$

Таким образом, величина q'_m зависит только от рода топлива и отношения $F_к / F_{кр}$, и для данного состава она постоянна независимо от давления в камере. Отношение $\overline{F}_к = F_к / F_{кр}$ называют обычно *безразмерной площадью камеры сгорания*.

Поскольку для применяемых топлив β = 1700–2400 м/с, то при $\overline{F}_к$ = 2–6 в соответствии с равенством (5.4) значения относительной расходонапряженности находятся в пределах (0,07–0,29) · 10^{-3} с/м. При меньших значениях $\overline{F}_к$ величина q'_m соответственно больше.

Различают изобарические и скоростные камеры сгорания. Камеры сгорания с приблизительно постоянным по длине давлением иногда называют *изобарическими камерами*. К ним следует относить камеры, у которых $\overline{F}_к > 3$.

Если $\bar{F}_к < 3$, то при сгорании в камере скорость потока значительно возрастает по ее длине, в то время как давление согласно уравнению закона сохранения энергии падает. Такие камеры сгорания (при $\bar{F}_к < 3$) уже нельзя отнести к изобарическим; их называют *скоростными*. Когда $\bar{F}_к = 1$, камеры двигателя носят название *полутеплового сопла* (рис. 5.1, *б*).

Скоростные камеры сгорания при малых отношениях $p^*_к / p_а$ имеют несколько бóльшие потери в связи с потерями на тепловое сопротивление. Однако, так как при больших $p^*_к / p_а$ эти потери невелики, часто целесообразно использовать более компактные, скоростные камеры.

Диаметр цилиндрической части камеры сгорания определяют, задавая либо отношение $L_к / D_к$, которое принимают равным 1–1,5, либо расходонапряженностью q_m или q'_m (или, что одно и то же, величиной $\bar{F}_к$). Принимаемые

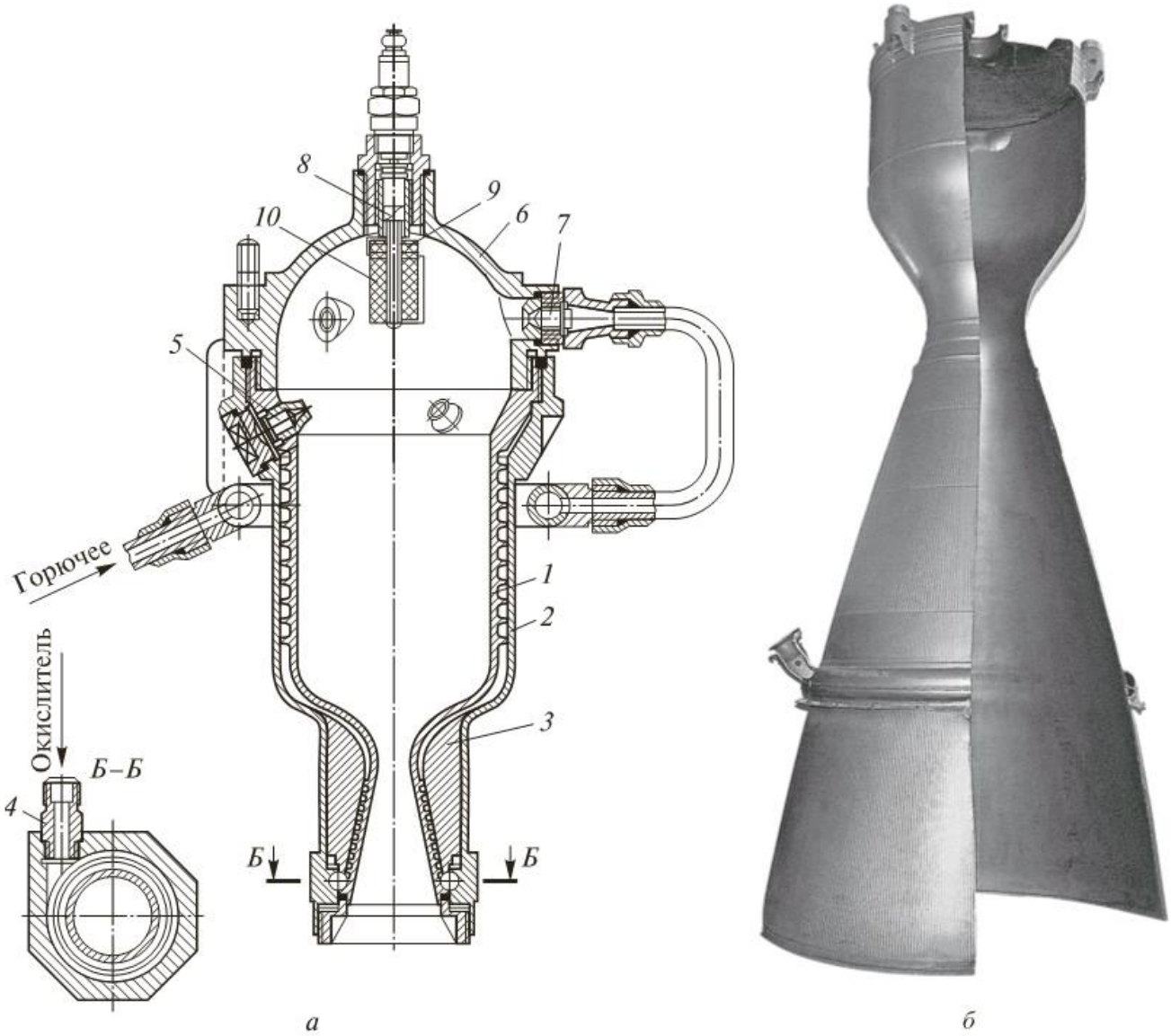


Рис. 5.2. Двигатели с цилиндрической камерой сгорания:
а — ОРМ-65 (1936 г.); *б* — камера ЖРД без зажигания;
1 — внутренняя оболочка камеры; *2* — корпус; *3* — вкладыш; *4* — штуцер для подачи окислителя; *5* — форсунка окислителя; *6* — головка; *7* — форсунка горючего; *8* — нить накаливания; *9* — воспламеняющий состав; *10* — зажигательная шашка

значения относительной расходонапряженности $q'_m = (0{,}07–0{,}29) \cdot 10^{-3}$ с/м, что соответствует значениям $\overline{F}_к = 2–6$.

В заключение заметим, что иногда диаметр камеры сгорания определяется диаметром головки, необходимым для размещения форсунок.

При возникновении высокочастотных колебаний в камере сгорания работу двигателя иногда можно стабилизировать, увеличивая или уменьшая принятое отношение $L_к / D_к$.

Примерами ЖРД с цилиндрической камерой сгорания могут быть камеры двигателей ОРМ-65, РД-107 (рис. 5.2) и РД-170 (см. вклейку, рис. 7), а также трубчатые камеры двигателей RZ-2 (рис. 5.3) и RL10A.

Трубчатая камера двигателя

На рис. 5.3 показана трубчатая камера двигателя RZ-2, работающего на топливе, состоящем из смеси жидкого кислорода и керосина. Тяга двигателя на земле равна 620 кН; удельный импульс равен 2400 м/с; отношение $F_к / F_{кр} =$ $= 1{,}8$, т. е. камера сгорания скоростная; геометрическая степень расширения сопла равна 8; давление в камере сгорания — 3,73 МПа.

Оболочка камеры выполнена из 312 спаянных никелевых трубок. Для повышения прочности набор трубок стягивается бандажными кольцами *13*, которые на участке камеры сгорания образуют сплошную обечайку. Керосин, охлаждающий стенки камеры, подается во входной коллектор *6* и через отверстия *19* поступает в трубки. Охлаждение проводится в «два хода». Охладитель по трубке проходит в сопловой коллектор *24* и возвращается обратно по соседней трубке, после чего поступает в форсуночное днище головки *5*.

Жидкий кислород поступает в головку через угловой патрубок *2*. Из головки кислород и керосин поступают в камеру сгорания, где смесь воспламеняется от пиротехнического запальника *8*, который в свою очередь поджигается электрической искрой.

Шарообразные камеры сгорания

Преимуществом шарообразных и близких к ним грушевидных камер сгорания является меньшая поверхность камеры при заданном объеме, что снижает ее вес и облегчает охлаждение. Кроме того, прочностные свойства шаровой камеры выше цилиндрической.

Главным недостатком шарообразных камер является сложность технологии их изготовления. Кроме того, в шарообразной камере остается сравнительно мало места для размещения форсунок, ввиду чего иногда в головке камеры приходится делать форкамеры, что еще больше усложняет технологию изготовления.

Указанные достоинства и недостатки шарообразных камер обусловливают их преимущественное применение в ЖРД больших тяг, где размеры камер сгорания достаточно велики, в связи с чем становится ощутимым выигрыш в весе камеры.

Примером шарообразной камеры является камера двигателя ракеты А-4, работающего на кислороде и 75-процентном этиловом спирте (рис. 5.4). Тяга

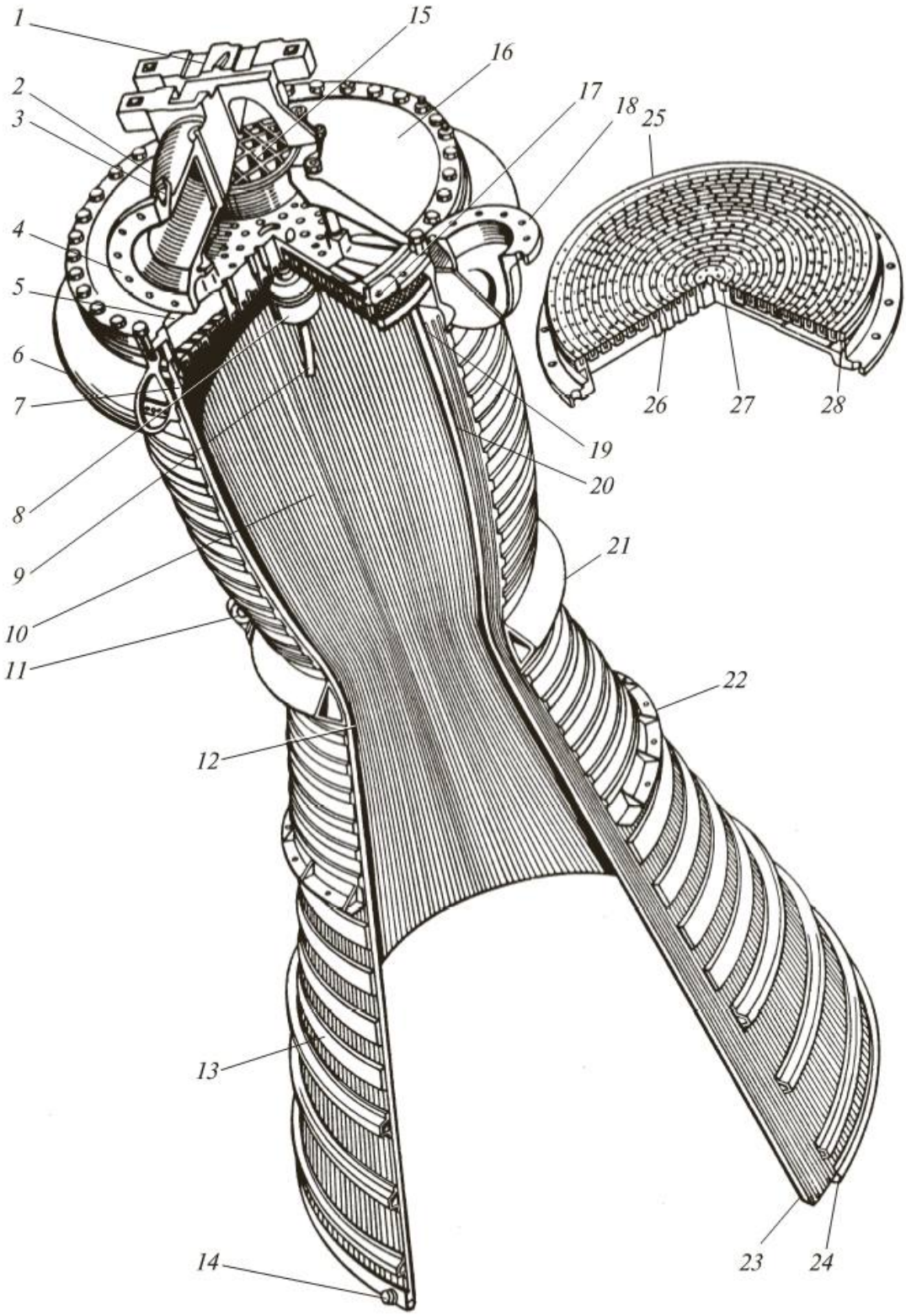


Рис. 5.3. Трубчатая камера двигателя RZ-2:
1 — карданная подвеска; *2* — подвод жидкого O_2; *3* — штуцер для замера давления; *4* — фланец; *5* — головка; *6* — входной коллектор керосина; *7* — уплотнительное кольцо; *8* — пирозапальник; *9* — кабель; *10* — камера сгорания; *11* — место крепления рычага для управления вектором тяги; *12* — критическое сечение; *13* — бандажные кольца; *14* — сливной штуцер; *15* — спрямляющая решетка; *16* — крышка головки; *17* — подвод пускового горючего; *18* — фланец; *19* — вход горючего; *20* — трубки; *21* — силовое кольцо в критическом сечении; *22* — фланец для крепления экрана; *23* — выходное сечение сопла; *24* — коллектор горючего; *25* — корпус головки; *26* — подвод кислорода; *27* — подвод пускового горючего; *28* — подвод горючего

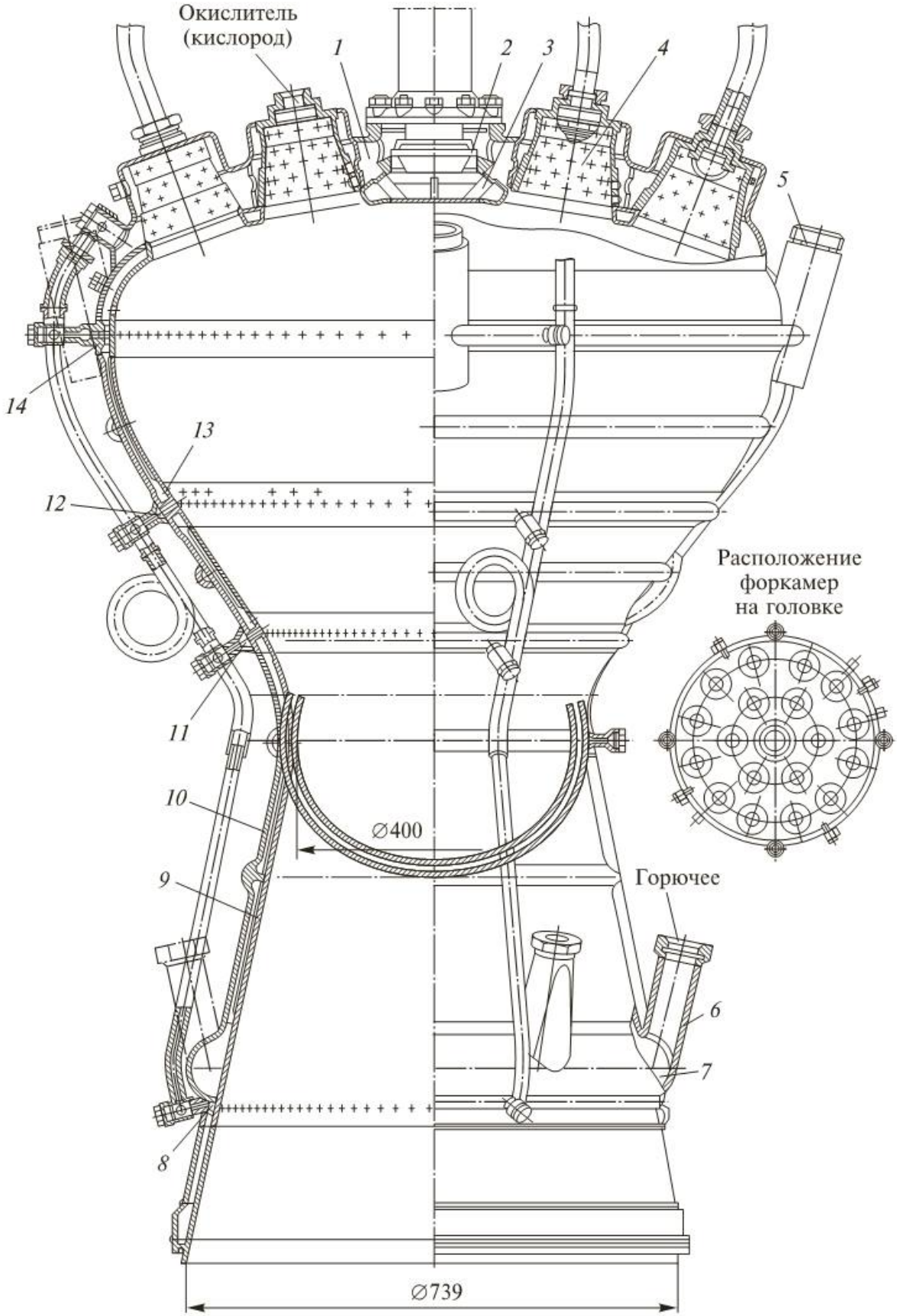


Рис. 5.4. Камера двигателя ракеты А-4:
1 — верхняя полость горючего; *2* — главный клапан горючего; *3* — нижняя полость горючего; *4* — форкамера; *5* — кронштейн для передачи тяги на раму; *6* — патрубок подвода горючего; *7* — коллектор; *8* — нижний пояс внутреннего охлаждения; *9* — внутренняя оболочка камеры; *10* — внешняя оболочка камеры; *11*, *12*, *14* — пояса внутреннего охлаждения; *13* — дополнительный пояс внутреннего охлаждения

двигателя составляет 245 кН. В конструкциях современных ЖРД шарообразные камеры используются редко.

Конические камеры сгорания

Коническая камера сгорания (см. рис. 5.1, *г*) по существу является входной частью сопла. Она имеет меньшее значение $I_у$ по сравнению с другими типами камер и вследствие этого также не применяется, представляя только исторический интерес.

Основной причиной снижения $I_у$ являются большие скорости продуктов сгорания в камере. Вследствие этого превращение тепловой энергии в работу расширения является менее полным, т. е. имеют место большие потери из-за теплового сопротивления. Кроме того, в конических камерах зона распыления и испарения занимает значительную часть ее полного объема; зона сгорания при этом уменьшается, что приводит к большему недогоранию или требует увеличения полного объема камеры.

Кольцевые камеры сгорания

Применение кольцевых камер сгорания в ЖРД вызвано использованием сопел с центральным телом и тарельчатых. Схемы кольцевых камер сгорания прямоугольного и круглого сечений представлены на рис. 5.1, *д*, *е* и 5.5.

Кольцевые камеры круглого сечения целесообразно применять при разгоне газа в сопле с центральным телом до больших чисел $M_а$. При этом в связи с необходимостью большого поворота потока угол φ наклона поверхности критической скорости уменьшается, так что применение камеры прямоугольного сечения привело бы к увеличению габаритного размера камеры $D_к$.

По сравнению с остальными типами кольцевые камеры сгорания имеют ряд недостатков. Поверхность их значительно больше, что приводит к увеличению веса и затрудняет охлаждение камеры. Кольцевая камера сгорания сложна в изготовлении, а для обеспечения ее жесткости необходимы либо специальные наружные ребра жесткости, либо охлаждаемые стойки, связывающие наружный контур камеры с внутренним. Предполагаемыми достоинствами кольцевой камеры сгорания могут являться возможность регулирования вектора тяги и уменьшение вероятности возникновения вибрационного горения при разбивке камеры по окружности на ряд отдельных секций.

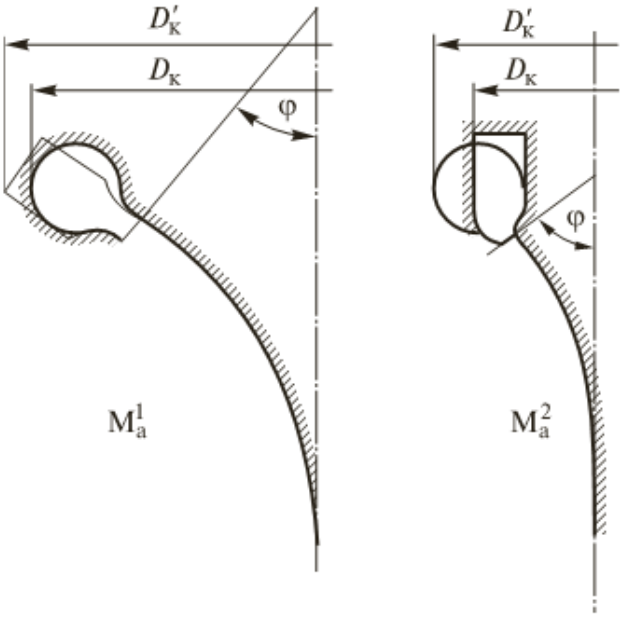


Рис. 5.5. К выбору формы кольцевой камеры сгорания; $M_а^1 > M_а^2$

На рис. 2.26 и 2.32 приведены схемы двигателей с кольцевой камерой сгорания и центральным телом.

5.2. Определение объема камеры сгорания

Объемом камеры сгорания $V_к$ принято считать объем камеры до критического сечения. Для определения необходимого объема $V_к$ используют один из следующих параметров:

1) условное время пребывания топлива и продуктов сгорания в камере $\tau_{пр}$;

2) приведенная (или характеристическая) длина камеры сгорания $l_{пр}$;

3) литровая тяга $P_л$.

Рассмотрим способы определения объема камеры сгорания по каждому из этих параметров.

Определение объема камеры сгорания по условному времени пребывания

Условное время пребывания топлива и продуктов сгорания в камере определяется выражением (3.3):

$$\tau_{пр} = \frac{V_к \rho_к}{\dot{m}}.$$

Подставив значение плотности продуктов сгорания $\rho_к$, найденное из уравнения состояния, получим

$$\tau_{пр} = \frac{V_к p_к}{\dot{m} R_к T_к}, \tag{5.5}$$

откуда находим расчетное выражение

$$V_к = \frac{\tau_{пр} \dot{m} R_к T_к}{p_к}. \tag{5.6}$$

Для камеры с постоянной площадью $F_{кр}$ отношение $\dot{m} / p_к$ практически постоянно. Исследуя уравнение (5.5) и пренебрегая влиянием давления на $R_к T_к$, мы видим, что для данного топлива в первом приближении (без учета влияния $p_к$ на процессы преобразования) величина $\tau_{пр}$ не зависит от давления $p_к$ (или от расхода топлива). Значение $\tau_{пр}$ зависит от вида применяемого топлива и качества смесеобразования. Для различных топлив необходимая величина $\tau_{пр}$ определяется экспериментально и находится в пределах

$$\tau_{пр} = 0{,}0015–0{,}005 \text{ с}.$$

При больших давлениях величина $\tau_{пр}$ принимает значения ближе к нижнему пределу. При выборе $\tau_{пр}$ необходимо также учитывать схему двигательной установки. В двигательных установках с дожиганием часть топлива (или все топливо по схеме «газ + газ») распыляется и частично сгорает в газогенераторе еще до поступления в камеру сгорания, а в камере происходит дожигание топлива. Поэтому для двигательных установок с дожиганием надо брать $\tau_{пр}$ в 1,3–1,8 раза меньше, чем для двигателей без дожигания.

Определение объема камеры сгорания по приведенной длине

Приведенной (или *характеристической*) *длиной* камеры сгорания называется величина

$$l_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{к}}}{F_{\text{кр}}}, \tag{5.7}$$

откуда расчетная формула имеет вид

$$V_{\text{к}} = l_{\text{пр}} F_{\text{кр}} \text{ м}^3. \tag{5.8}$$

Значения $l_{\text{пр}}$ зависят от вида применяемого топлива и определяются экспериментально. Для различных топлив величина $l_{\text{пр}}$ находится в пределах 1–5 м. В табл. 5.1 даны значения $l_{\text{пр}}$ для некоторых топлив [17].

Таблица 5.1

Значения $l_{\text{пр}}$ для некоторых топлив ЖРД

Топливо	$l_{\text{пр}}$, м	Топливо	$l_{\text{пр}}$, м
Азотная кислота + анилин	1…1,3	Кислород + керосин	1…1,5
Азотная кислота + керосин	1,25…1,6	Кислород + этиловый спирт	1,3…2,5
Азотная кислота + НДМГ	1,5	Нитрометан (однокомпонентный)	5
Кислород + водород	0,5…1	Фтор + аммиак	1…1,5

Нетрудно показать, что приведенная длина $l_{\text{пр}}$ и условное время пребывания $\tau_{\text{пр}}$ являются пропорциональными параметрами. Действительно, согласно уравнению (1.9) имеем

$$F_{\text{кр}} = \frac{\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}\,\dot{m}}{p_{\text{к}} A(\gamma)}.$$

Подставляя это значение $F_{\text{кр}}$ в формулу (5.7), получим

$$l_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{к}} p_{\text{к}} A(\gamma)}{\dot{m}\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}}. \tag{5.9}$$

Сопоставив уравнения (5.5) и (5.9), определим

$$l_{\text{пр}} = \tau_{\text{пр}} A(\gamma)\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}. \tag{5.10}$$

Для данного топлива произведение $A(\gamma)\sqrt{R_{\text{к}} T_{\text{к}}}$ можно считать постоянным, следовательно,

$$l_{\text{пр}} = \text{const}\,\tau_{\text{пр}}. \tag{5.11}$$

Очевидно, что $l_{\text{пр}}$ так же, как и $\tau_{\text{пр}}$, мало зависит от давления в камере сгорания. Зная $l_{\text{пр}}$, мы всегда можем определить $\tau_{\text{пр}}$.

Так, если для топлива, состоящего из смеси кислорода и керосина, примем $l_{\text{пр}}$ = 1,25 м, то, считая приближенно γ = 1,13 (т. е. $A(\gamma)$ = 0,632), $R_{\text{к}}$ =

= 343 Дж/(кг · К) и $T_к$ = 3550 К, получим соответствующее данному $l_{пр}$ значение $\tau_{пр}$:

$$\tau_{пр} = \frac{l_{пр}}{A(\gamma)\sqrt{R_к T_к}} = \frac{1,25}{0,63\sqrt{343 \cdot 3550}} = 0,0018 \text{ с}.$$

Определение объема камеры сгорания по литровой тяге

Иногда объем камеры определяют исходя из значения литровой тяги $P_л$, т. е. тяги ЖРД, отнесенной к одному литру объема камеры сгорания:

$$P_л = \frac{P}{V_к}, \text{ Н/л}, \tag{5.12}$$

откуда $V_к = P / P_л$.

Литровая тяга $P_л$ не отражает основной фактор, определяющий полноту сгорания, — время, необходимое для протекания процесса горения. Значения $P_л$ зависят от давления в камере и для эксплуатируемых ЖРД изменяются в широком диапазоне: 1…100 кН/л.

Анализируя рассмотренные выше параметры для определения объема камеры сгорания: $\tau_{пр}$, $l_{пр}$ и $P_л$, — можно сделать следующие выводы. Ни один из параметров не отражает влияния формы камеры и конструкции головки на величину $V_к$, хотя такое влияние, несомненно, существует. Использование в качестве параметра для определения $V_к$ литровой тяги возможно только в том случае, если известны рекомендуемые значения $P_л$ при заданном давлении в камере. Наиболее целесообразно для определения $V_к$ использовать условное время пребывания или приведенную длину.

Следует отметить также, что увеличение давления и улучшение организации процессов смесеобразования и горения приводят к уменьшению необходимого времени пребывания в камере сгорания, т. е. к уменьшению необходимых $\tau_{пр}$ или $l_{пр}$. Таким образом, с развитием ЖРД, приводящим к увеличению давления в камере, имеет место тенденция к уменьшению объема камеры сгорания.

5.3. Неустойчивое горение

В камере ЖРД иногда возникает неустойчивое (вибрационное) горение. При этом происходят колебания давления, сопровождаемые колебаниями температуры, состава и скорости газа в камере. Колебания давления могут происходить в широком диапазоне амплитуд от долей атмосферы до среднего давления в камере при частотах колебаний от десятков до нескольких тысяч герц.

Под неустойчивым горением понимают не случайно возникшие и сразу затухающие колебания (всплески) давления, а *периодические* колебания с определенными частотами и амплитудами, которые, начавшись по той или иной причине, поддерживаются вследствие возникновения регулярного автоколебательного процесса.

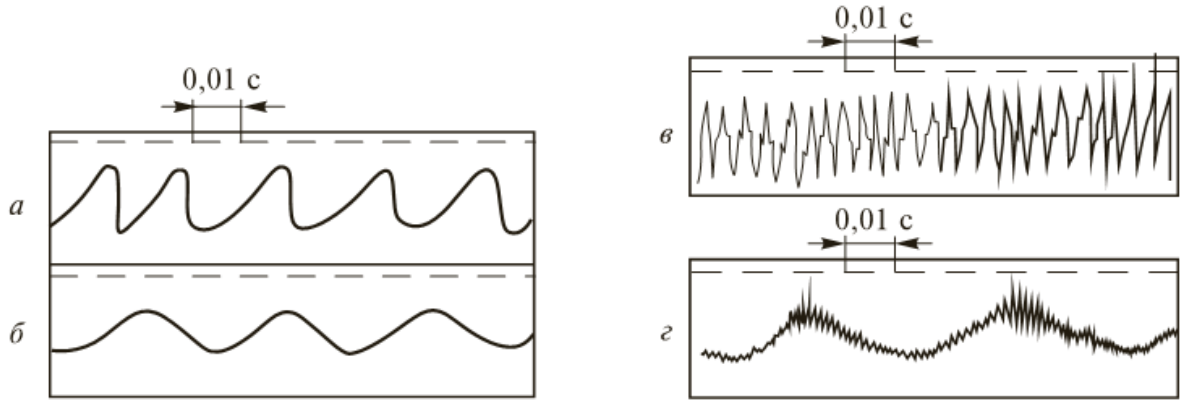


Рис. 5.6. Колебания давления в камере:
а, *б* — низкочастотная неустойчивость; *в* — высокочастотная неустойчивость; *г* — наложение низкочастотных и высокочастотных колебаний

Обычно различают два основных типа колебаний: *низкочастотные* колебания, имеющие частоту колебаний от десятков до нескольких сот герц, и *высокочастотные* колебания с частотой колебаний до 10…12 кГц.

На рис. 5.6 показаны типичные графики изменения давления при низкочастотных и высокочастотных колебаниях. Границу между низкочастотными и высокочастотными колебаниями можно установить, сопоставляя период колебаний T и время пребывания в камере сгорания $\tau_к$. Если $T > \tau_к$, газы в камере колеблются как единое целое. Такие колебания относят к низкочастотным. Так, при $\tau_к = 0{,}002$ с колебания с частотой $f < 500$ Гц ($T > 0{,}002$ с) относятся к низкочастотным. Если $T < \tau_к$, то можно проследить распространение волны по камере. Такие колебания относятся к высокочастотным. Иногда отличают колебания с промежуточной частотой, возникающие вследствие колебаний состава смеси, подаваемой в камеру.

Возникновение неустойчивости горения в ЖРД крайне нежелательно. При низкочастотной неустойчивости могут иметь место колебания давления с амплитудой, приводящей к разрушению камеры, сильные вибрации всей двигательной установки, уменьшение удельного импульса. Основным следствием высокочастотных колебаний является интенсификация теплообмена в результате разрушения (размыва) пограничного слоя, что приводит к прогару камеры.

Процессы, происходящие при неустойчивом горении, являются предметом тщательного теоретического и экспериментального изучения. Несмотря на то что существуют работы, в которых проведен широкий анализ явлений при неустойчивом горении [24, 25], общая теория неустойчивого горения в ЖРД пока не опубликована.

Рассмотрим основные явления при неустойчивом горении.

Низкочастотная неустойчивость

Характерным признаком низкочастотных колебаний является превышение периода колебаний над временем пребывания, т. е. колебания давления происходят сразу во всем объеме камеры. Причины возникновения и поддержания низкочастотных колебаний связаны, в первую очередь, с наличием времени задержки

воспламенения, а также с динамическими характеристиками элементов системы подачи. При этом механизм возникновения неустойчивости можно представить следующим образом (рис. 5.7).

Пусть в камере сгорания по какой-либо причине произошло случайное колебание давления (кривая *1*). В начальный момент времени при увеличении давления в камере перепад на форсунках $\Delta p_ф$ соответственно уменьшился (кривая *2*). Однако расход подаваемых компонентов сразу не изменяется, так как система подачи не может мгновенно реагировать на изменение $\Delta p_ф$. Необходимо некоторое время $\tau_{под}$, в течение которого расход топлива уменьшится в соответствии с уменьшением $\Delta p_ф$. Иными словами, изменение расхода при изменении давления $p_к$ будет происходить с запаздыванием на время $\tau_{под}$ (кривая *3*). Воспламенение топлива будет запаздывать относительно подачи еще на время индукции воспламенения $\tau_и$ (кривая *4*). Но так как камера сгорания имеет определенную емкость, изменение количества сгоревшего топлива окажет влияние на изменение давления в камере не сразу, а с запазданием на некоторое время $\tau_к$ (кривая *5*).

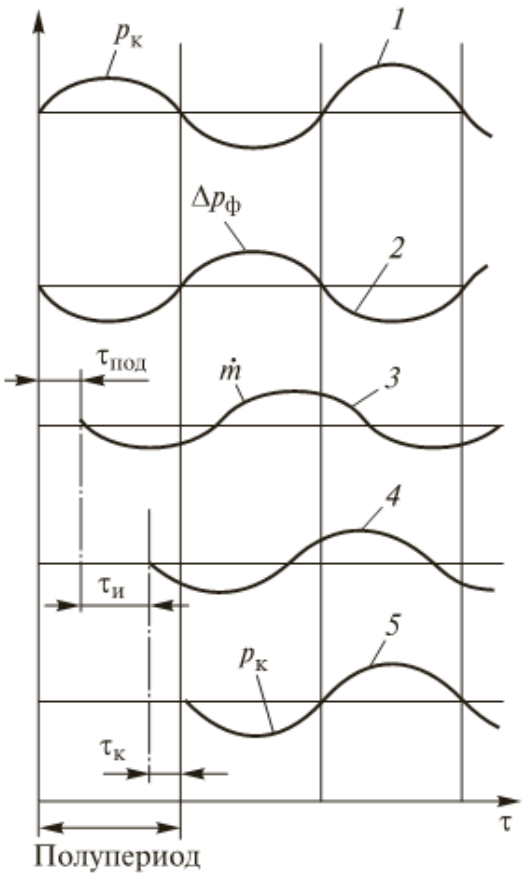


Рис. 5.7. Механизм возникновения низкочастотной неустойчивости

Таким образом, изменение в какой-то момент давления в камере $p_к$ спустя время $\tau_{под} + \tau_и + \tau_к$ проявится в виде влияния на давление уже вследствие изменения количества сгоревшего топлива. Если сумма $\tau_{под} + \tau_и + \tau_к$ равна полупериоду колебания давления, то влияние уменьшения количества сгоревшего топлива на $p_к$ скажется как раз в тот момент, когда это давление будет наименьшим. Это приведет к новому уменьшению давления, вследствие чего колебания давления, возникнув, будут поддерживаться без затухания.

Аналогично при уменьшении давления влияние увеличения расхода компонентов проявится при наибольшем давлении в камере. Таким образом, из-за смещения фаз в изменении давления и влияния этого изменения на давление в камере происходит *самовозбуждение* колебаний. При этом колебания давления в камере приводят к колебаниям давления топлива в системе подачи, т. е. при низкочастотных колебаниях происходят колебания во всей системе подачи.

В некоторых случаях возможно возбуждение низкочастотных колебаний только внутри камеры, при сохранении неизменной подачи топлива. Это так называемая внутрикамерная низкочастотная неустойчивость, возникающая независимо от характеристик системы подачи. Причиной ее возникновения является колебание времени индукции воспламенения $\tau_и$ вследствие колебания значений параметров газа (давления, температуры и т. д.) в камере.

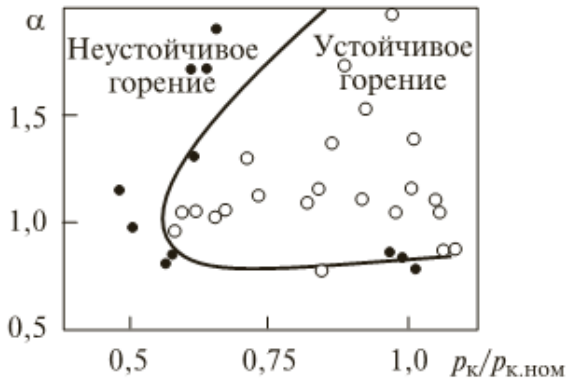


Рис. 5.8. Влияние α и давления на устойчивость горения

Теоретический анализ низкочастотной неустойчивости для различных случаев ее возникновения приведен в работах [2, 26]. Достаточно хорошо согласующиеся с теорией экспериментальные данные из указанных работ позволяют установить влияние некоторых параметров работы ЖРД на низкочастотную неустойчивость.

Частота и амплитуда колебаний зависят, прежде всего, от давления в камере и рода топлива. Увеличение давления приводит к увеличению частоты и уменьшению амплитуды колебаний. Значительное снижение давления может привести к опасному увеличению амплитуды. Для самовоспламеняющихся топлив характерно увеличение частот и уменьшение амплитуд колебаний. Увеличение объема камеры приводит к уменьшению частоты колебаний и уменьшению амплитуды, а увеличение перепада давления на форсунках — к возрастанию частоты.

Соотношение компонентов K_m мало влияет на частоту колебаний. Однако устойчивость горения сильно зависит от величины K_m. На рис. 5.8 приведены результаты экспериментального исследования устойчивости работы ЖРД на топливе, состоящем из смеси HNO_3 и фурфурилового спирта, при изменении коэффициента избытка окислителя α и давления $p_к$ в камере сгорания.

Высокочастотная неустойчивость

Кроме низкочастотных колебаний, в камере ЖРД возможно также возникновение высокочастотных колебаний с частотой порядка нескольких тысяч герц (в некоторых случаях до 10…12 кГц). При этом период колебаний меньше времени пребывания продуктов сгорания в камере, так что можно проследить распространение волны давления по камере. Таким образом, при высокочастотной неустойчивости в отличие от низкочастотной возникают местные колебания давления, а не сразу во всем объеме, что приводит к неоднородности давления (и других параметров) по объему камеры в данный момент времени. При этом высокочастотные колебания в камере практически не влияют на давление подачи и расход компонентов.

В зависимости от условий в камере сгорания ЖРД и ее геометрии возможно возбуждение двух основных типов колебаний: *продольных* и *поперечных*. В свою очередь, поперечные колебания разделяются на *тангенциальные* и *радиальные*.

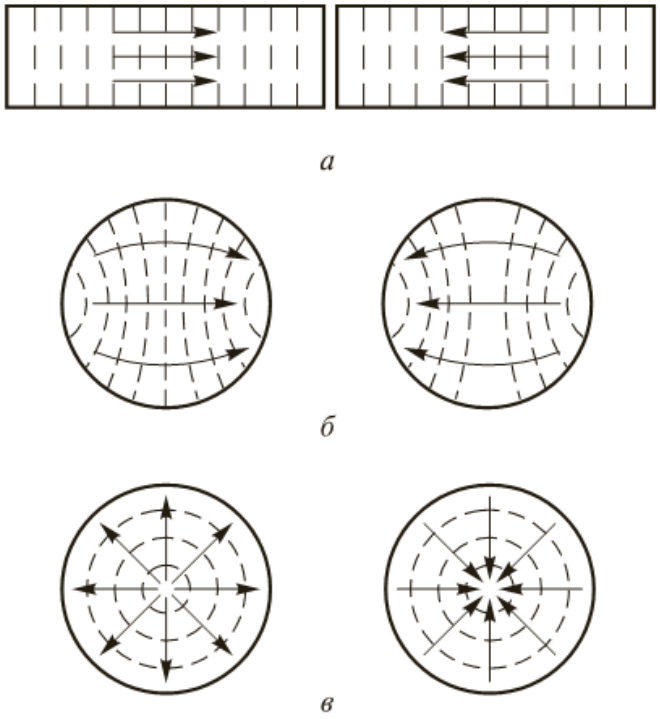


Рис. 5.9. Виды (моды) высокочастотных колебаний в камере ЖРД:
а — продольные; *б* — тангенциальные; *в* — радиальные;
– – – – — линии равных давлений

При продольных колебаниях параметры газов в камере (давление, температура и т. д.) изменяются вдоль оси камеры. Тогда в сечениях камеры, перпендикулярных оси, параметры газа имеют одинаковые значения. При поперечных колебаниях (тангенциальных или радиальных) изменение параметров происходит в плоскости, перпендикулярной оси камеры; параметры газа вдоль каждой линии, параллельной оси камеры, остаются постоянными.

Тангенциальные колебания могут существовать в двух формах: *стоячей волны*, при которой поверхности узлов стационарны, и *вращающейся волны*, в которой узловые поверхности вращаются. На рис. 5.9 приведены схемы различных видов (мод) колебаний. Пунктиром показаны линии равных значений давлений; стрелками — направление пульсационного движения газовых масс. Слева показан момент, когда массы движутся вправо, а справа — через полпериода. При продольных колебаниях (см. рис. 5.9, *а*) газы движутся вдоль оси камеры, так что пульсационные составляющие складываются со средней скоростью. При тангенциальных колебаниях (см. рис. 5.9, *б*) вследствие того, что поперечное сечение камеры является кругом, линии равных давлений перестают быть прямыми. В случае радиальных колебаний (см. рис. 5.9, *в*) осью симметрии является ось камеры сгорания.

В камере ЖРД колебания не всегда возбуждаются в виде «чистых» продольных или поперечных колебаний. Часто происходят *смешанные* (комбинированные) колебания, представляющие собой сочетание продольных и поперечных колебаний или сочетание различных видов (мод) поперечных колебаний. Кроме того, для каждого вида (моды) колебаний возможно возникновение первой, второй и следующих мод колебаний. На рис. 5.10 показаны различные виды поперечных колебаний.

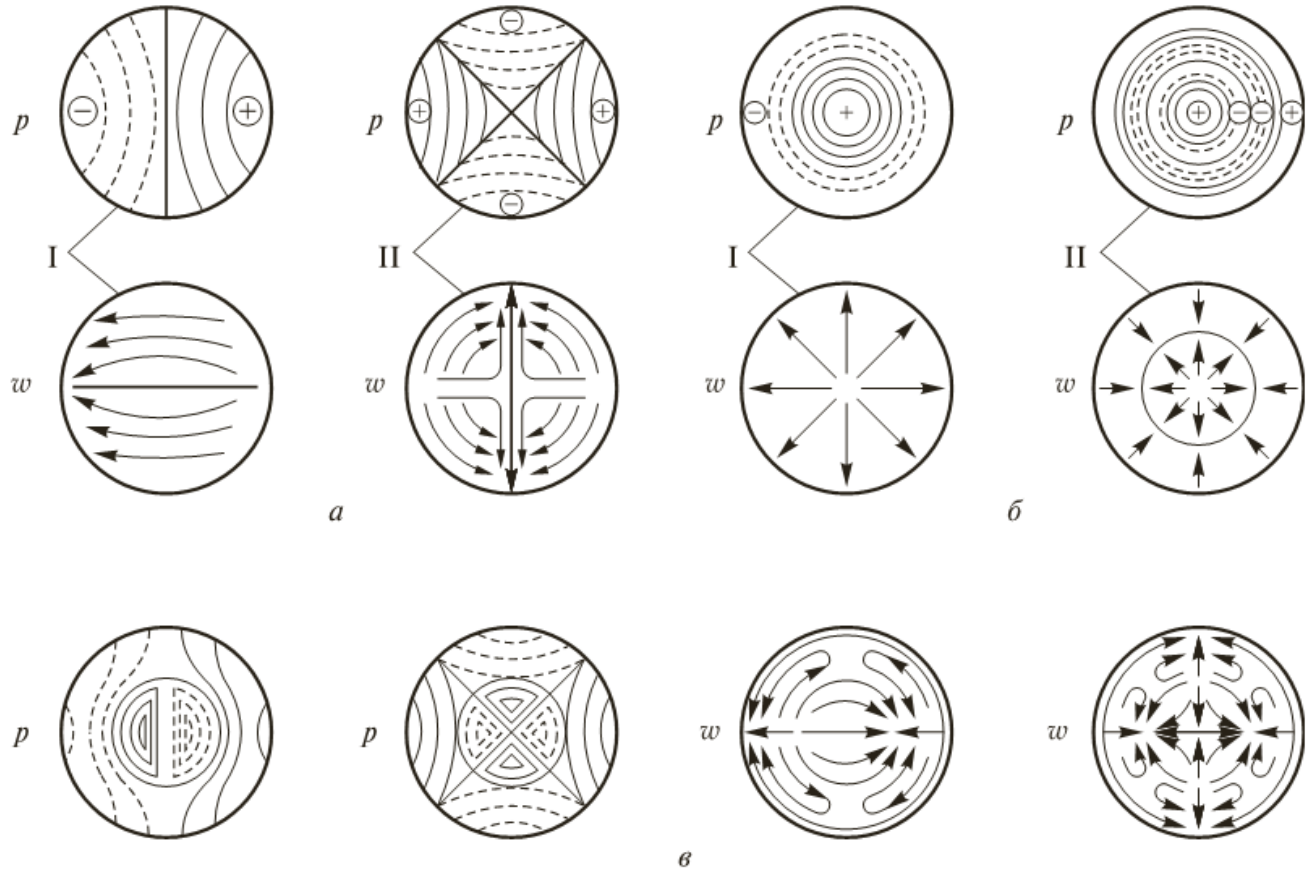


Рис. 5.10. Виды поперечных колебаний:
а — чисто тангенциальные моды; *б* — чисто радиальные моды; *в* — смешанные моды

Теоретический анализ высокочастотной неустойчивости очень сложен. Несмотря на то что опубликованы десятки трудов, посвященных анализу отдельных видов высокочастотных колебаний, в частности работы [26, 27], механизм возникновения и поддержания высокочастотных колебаний до настоящего времени изучен далеко не полностью.

Из рассмотрения природы возбуждения высокочастотных колебаний можно сделать вывод о мероприятиях по их подавлению. Основные условия подавления высокочастотной неустойчивости процессов горения топлива — нарушение резонансного соотношения времен и устранение благоприятного пространственного расположения зоны горения. Оба эти условия могут быть достигнуты растяжением процесса горения во времени и в пространстве и изменением акустических свойств объема камеры сгорания.

Поэтому если организовать смесеобразование таким образом, что время сгорания части топлива будет меньше среднего, а другой части — больше, то можно создать условия, при которых колебания будут подавляться, хотя среднее время сгорания и находится в резонансном соотношении.

«Растяжение» горения во времени достигают соответствующим подбором и расположением форсунок на головке камеры сгорания: использованием разнотипных форсунок с разной дальнобойностью и углами распыливания, двухкомпонентных форсунок совместно с однокомпонентными.

«Растяжение» горения в пространстве также добиваются соответствующей организацией смесеобразования с помощью форсунок с различной дальнобойностью: центробежных с разными углами распыливания, струйных совместно с центробежными и т. п.

Изменение акустических свойств объема КС преследует цель — нарушение резонансного соотношения времен за счет изменения периода собственных акустических колебаний в объеме КС. Это достигается изменением характерных геометрических размеров камеры сгорания: например, при продольных колебаниях — изменением длины КС, длины и формы входной части сопла; при поперечных — установкой перегородок в зоне горения, изменением диаметра КС.

Экспериментальные данные показывают, что на высокочастотную неустойчивость в камере ЖРД оказывают влияние системы впрыска топлива, геометрия камеры, процесс расширения в сопле. Различные топлива обладают разной склонностью к возникновению высокочастотных колебаний. Существует ряд практических рекомендаций по борьбе с высокочастотной неустойчивостью, например использование различного рода антипульсационных перегородок на форсуночной головке, предложенных главным конструктором А. М. Исаевым, применение выдвинутых в камеру сгорания двухкомпонентных форсунок (рис. 5.11), конструкция которых разработана в НПО «Энергомаш» им. академика В. П. Глушко, и т. д.



Рис. 5.11. Форсуночная головка камеры двигателя РД-170

5.4. Запуск и останов двигателя

Запуск и останов двигателя являются наиболее ответственными стадиями его работы. Главным требованием, предъявляемым к системам запуска и останова, является их надежность. На это в зависимости от назначения двигателя накладываются дополнительные требования, связанные с характером и продолжительностью процессов запуска и останова.

Запуск двигателя

Для надежности запуска ЖРД в первую очередь должно быть гарантировано воспламенение топлива при минимально возможном времени выхода на режим. Сокращение времени выхода на режим позволяет уменьшить необходимый запас топлива, а следовательно, уменьшить стартовую массу, что особенно важно для космических и баллистических ракет. В некоторых случаях, кроме того, должна быть обеспечена возможность многократного запуска, запуска двигателя в высотных условиях или в условиях космического полета. Специфические требования к организации запуска возникают для двигателей больших тяг.

В зависимости от характера выхода на режим принято различать плавный, ступенчатый и пушечный запуски.

При *плавном* запуске воспламенение происходит при небольшом расходе топлива и с последующим сравнительно плавным увеличением расхода топлива. Плавный запуск характерен для ЖРД малых и средних тяг с турбонасосной системой подачи. При этом плавность нарастания расхода топлива обеспечивается за счет инерции ТНА. Продолжительность запуска определяется, в основном, временем выхода ТНА на номинальный режим («раскруткой ТНА»).

Ступенчатый запуск характерен введением промежуточной (или предварительной) ступени работы ЖРД и иногда целесообразен при запуске двигателей больших тяг. Необходимость введения промежуточной ступени обусловлена тем, что с увеличением тяги, а следовательно, и мощности ТНА время, расходуемое на раскрутку ТНА (инерционность ТНА), уменьшается. В результате влияние инерционности ТНА на скорость нарастания давления становится ничтожным, так что запуск приходится смягчать введением промежуточного режима.

При запуске ЖРД, работающих на несамовоспламеняющихся компонентах, введение предварительной ступени обеспечивает прогрев камеры и образование надежного факела.

Пушечным называют запуск, при котором сразу подается полный расход топлива. В чистом виде пушечный запуск не применяется, так как при этом произошел бы очень большой заброс давления в камере, поэтому в системе подачи или в головке двигателя всегда устанавливаются устройства, смягчающие запуск. Запуски, близкие к пушечному, возможны при использовании вытеснительных систем подачи.

Способы зажигания

В зависимости от рода применяемого топлива, типа двигателя и условий эксплуатации применяемые способы зажигания можно подразделить на:

— химические;
— пиротехнические;
— электрические;
— лазерные.

Химическое зажигание представляет собой самовоспламенение соответственно подобранных компонентов топлива. Такое зажигание всегда имеет место при работе двигателя на самовоспламеняющихся компонентах. При этом возможен многократный запуск двигателя. Химическое зажигание применяется также в двигателях, работающих на несамовоспламеняющихся компонентах. В этом случае в камеру сгорания сначала подаются пусковые самовоспламеняющиеся компоненты и только после образования в камере мощного факела — основные компоненты. В качестве таковых могут применяться элементоорганические соединения, например, на основе триэтилалюминия $(C_2H_5)_3Al$ и триэтилбора $(C_2H_5)_3B$.

При несамовоспламеняющихся компонентах для обеспечения запуска используются также различные добавки к одному из компонентов, которые

приводят к образованию самовоспламеняющейся смеси (например, присадка к горючему триэтилалюминия, который самовоспламеняется с кислородом).

Пиротехническое зажигание — воспламенение с помощью специального пиропатрона, который горит в течение нескольких секунд и дает факел высокой температуры. Пиропатрон монтируют или в головке (как, например, в ЖРД ОРМ-65, F-1 и в двигателе RZ-2), или вводят со стороны сопла на специальной штанге (как, например, в двигательных установках РД-107, РД-108 ракет-носителей серии «Союз»). После воспламенения пиропатрона подается жидкое топливо с небольшим расходом, а затем подача топлива увеличивается до номинального расхода. Пиропатроны обычно воспламеняются с помощью электрической нити накаливания. Пиротехническое зажигание можно применять в камерах всех тяг одноразового или многоразового действия, но однократного пуска. В ЖРД многократного пуска (например, самолетные ЖРД) пиротехническое зажигание неприемлемо.

Электрическое зажигание производится с помощью электрической искровой или факельной свечи и находит применение в кислородно-водородных двигателях (например, RL10A), в двигателях реактивной системы управления объединенной двигательной установки орбитального корабля «Буран», в авиационных ЖРД, двигателях небольших тяг и экспериментальных двигателях, предназначенных для стендовых испытаний. Электроискровое зажигание применяется также в двигателях SSME, J-2 и РД-0120.

Недостатком этого способа воспламенения является сравнительно малая тепловая мощность электрической свечи. Поэтому часто при применении электрического зажигания с помощью свечи воспламеняют топливо при небольшом расходе в форкамере, где создается дежурный факел, от которого уже происходит воспламенение компонентов при основном расходе. Кроме того, для обеспечения электрического зажигания необходим источник электрической энергии, который не всегда имеется на летательном аппарате. Электрическое зажигание удобно использовать в камерах многоразового действия и многократного запуска, а также в модельных стендовых двигательных установках.

Для воспламенения некоторых топлив (например, перекиси водорода) возможно использование каталитических поверхностей, способствующих возникновению реакции.

Изменение давления в камере сгорания при запуске

Важными характеристиками запуска являются *скорость нарастания* давления в камере сгорания при запуске ($dp_к / d\tau$) и величина *заброса* (или *пика*) давления, т. е. величина отношения наибольшего давления в камере при запуске к номинальному. Скорость нарастания давления и заброс давления характеризуют *жесткость* запуска. Чем больше эти величины, тем более жестким является запуск. На рис. 5.12 приведены типичные графики изменения давления в камере сгорания при запуске. Запуск, протекающий в соответствии с кривой *3*, очевидно, является наиболее жестким.

При больших значениях $dp_к / d\tau$ и большом забросе давления появляется опасность разрушения и даже взрыва камеры как вследствие потери ее

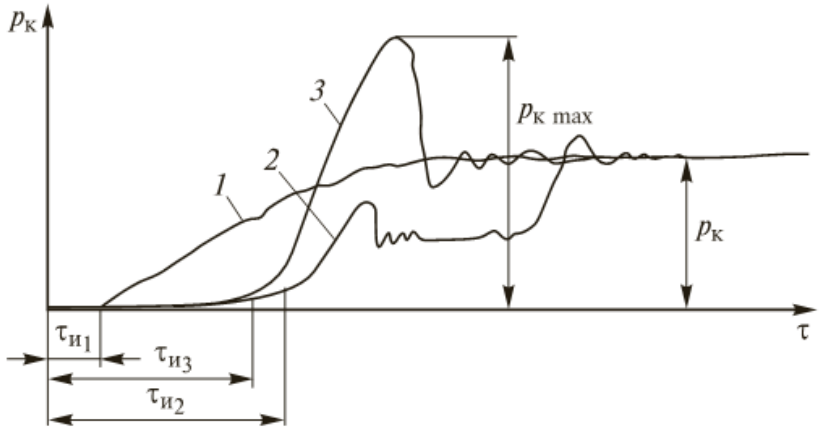


Рис. 5.12. Изменение давления в камере сгорания при запуске:
1 — плавный запуск; *2* — ступенчатый запуск; *3* — жесткий запуск

прочности, так и в результате возникновения детонационного горения топлива. Основное влияние на жесткость запуска оказывает время индукции воспламенения топлива $\tau_и$. Очевидно, чем больше значение $\tau_и$, тем больше накопится количество топлива до начала воспламенения и тем больше будет заброс давления. Оценим приближенно максимальный заброс давления $p_{к\,max}$ при запуске.

Количество топлива, поступившее в камеру сгорания от начала подачи до начала воспламенения, можно выразить формулой

$$\int_0^{\tau_и} \dot{m}(\tau)\,d\tau = \dot{m}_{пуск}\tau_и, \tag{5.13}$$

где $\dot{m}_{пуск}$ — некоторый средний пусковой расход; $\tau_и$ — время индукции воспламенения.

Если предположить, что в момент воспламенения сгорание произошло мгновенно, то в соответствии с уравнением состояния максимальное давление заброса будет

$$p_{к\,max} = \dot{m}_{пуск}\tau_и \frac{R_{г.пуск}T_{пуск}}{V_к}, \tag{5.14}$$

где $T_{пуск}$ и $R_{г.пуск}$ — соответственно температура сгорания и газовая постоянная продуктов сгорания при запуске.

Согласно уравнению (5.5) при установившемся режиме работы давление в камере сгорания определяется по формуле

$$p_к = \dot{m}\tau_{пр}\frac{R_к T_к}{V_к}. \tag{5.15}$$

Сопоставляя уравнения (5.14) и (5.15) и предполагая значения $R_{г.пуск}$ и $T_{пуск}$ при запуске равными значениям $R_к$ и $T_к$ на установившемся режиме, получим

$$\frac{p_{к\,max}}{p_к} = \frac{\dot{m}_{пуск}\tau_и}{\dot{m}\tau_{пр}}. \tag{5.16}$$

Выражение (5.16) позволяет грубо оценить максимально возможное превышение давления при запуске.

В действительности, так как сгорание не мгновенное и, кроме того, значение $R_{\text{г.пуск}}T_{\text{пуск}}$ при запуске меньше, чем $R_{\text{к}}T_{\text{к}}$, имеем

$$\frac{p_{\text{к max}}}{p_{\text{к}}} \ll \frac{\dot{m}_{\text{пуск}}\tau_{\text{и}}}{\dot{m}\tau_{\text{пр}}}. \qquad (5.17)$$

При запусках, близких к пушечным, $\dot{m}_{\text{пуск}} = (1{,}5...2)\dot{m}$; при плавном запуске $\dot{m}_{\text{пуск}} < \dot{m}$. Время индукции воспламенения $\tau_{\text{и}}$ обычно в несколько раз больше, чем $\tau_{\text{пр}}$. Поэтому именно $\tau_{\text{и}}$ оказывает решающее влияние на максимальный заброс давления при запуске.

Для применяемых в ЖРД самовоспламеняющихся топлив $\tau_{\text{и}}$ равно времени задержки самовоспламенения и находится в диапазоне 0,01…0,03 с. Для несамовоспламеняющихся топлив $\tau_{\text{и}}$, в основном, зависит от рода топлива и мощности зажигательного устройства и примерно на порядок меньше, чем для самовоспламеняющихся топлив. В общем случае на величину $\tau_{\text{и}}$ и, следовательно, на жесткость запуска существенно влияет еще ряд факторов, определяемых условиями проведения запуска и конструкцией ЖРД.

Влияние начальных условий на запуск двигателя

1. *Начальная температура топлива*. Изменение начальной температуры приводит к изменению химической активности топлива, а также к изменению физических свойств, влияющих на перемешивание топлива при впрыске (вязкости, поверхностного натяжения). С уменьшением начальной температуры время $\tau_{\text{и}}$ увеличивается. Так, для топлива, состоящего из азотной кислоты и смеси фурфурилового спирта с анилином, при понижении температуры с –10 до –30 °С время индукции воспламенения увеличивается с 0,015 до 0,040 с, т. е. более чем в 2 раза.

2. *Начальное давление в камере сгорания*. Вопрос о влиянии начального давления в камере на воспламенение очень важен при организации запуска двигателя в высотных условиях. Понижение давления приводит к увеличению $\tau_{\text{и}}$ и, как следствие, к увеличению заброса давления при запуске. Некоторые самовоспламеняющиеся топлива при большом уменьшении давления могут вообще утратить свойство самовоспламеняться. Такие условия могут, в частности, возникнуть при запуске двигателя в космосе, где давление окружающей среды равно нулю. К счастью, в таких случаях топливо, поступающее в камеру с давлением, близким к нулю, оказывается в перегретом состоянии. При этом происходит очень быстрое вскипание топлива, и в результате образования паров давление в камере сгорания повышается.

3. *Состав топлива*. На величину $\tau_{\text{и}}$ влияют как изменение соотношения компонентов топлива, так и наличие различных, иногда неизбежных (например, вода), а иногда специально вводимых разбавителей или добавок.

Наименьшее значение $\tau_и$ ряда топлив не соответствует стехиометрическому соотношению.

Так, для топлива, являющегося смесью азотной кислоты, 50 % ксилидина и 50 % фурфурилового спирта, изменение $\tau_и$ при изменении α происходит так, как показано на рис. 5.13, *а*, и минимальное значение $\tau_и$ соответствует $\alpha = 1{,}1$. Аналогичные графики можно получить и для других топлив. В каждом случае наименьшему значению $\tau_и$ будет соответствовать определенное α.

Различные добавки в топливе могут увеличивать или уменьшать $\tau_и$. Например, повышение содержания воды в азотной кислоте приводит к увеличению $\tau_и$.

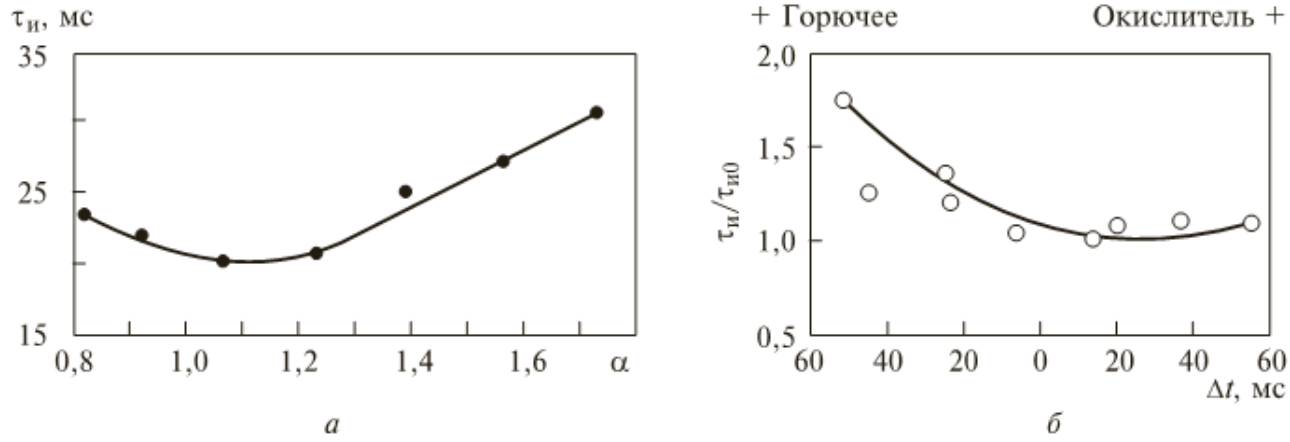


Рис. 5.13. Влияние состава топлива (*а*) и опережения впрыска (*б*) на $\tau_и$

4. *Опережение подачи одного из компонентов*. В ЖРД трудно обеспечить одновременную подачу окислителя и горючего, запаздывание одного из них может привести к увеличению, а иногда и к уменьшению $\tau_и$. Так, из графика изменения $\tau_и$ в зависимости от опережения подачи Δt для топлива, являющегося смесью азотной кислоты и фурфурилового спирта (рис. 5.13, *б*), следует, что для данного топлива опережение подачи окислителя уменьшает $\tau_и$, т. е. улучшает запуск. Рациональное опережение подачи того или иного компонента зависит от состава топлива, а также от конструкции головки, так что для каждого топлива и конструкции головки имеется свой наиболее целесообразный порядок подачи компонентов.

Иногда при выборе режима запуска с опережением подачи горючего или окислителя учитывают также, что при догорании несгоревшей в камере части горючего за соплом двигателя образуется мощный факел.

5. *Прочие влияния*. На время индукции и запуск двигателя, кроме указанных основных факторов, оказывают влияние также физические свойства топлива, перепад давления на форсунках $\Delta p_ф$ (с увеличением $\Delta p_ф$ обычно $\tau_и$ уменьшается), форма и объем камеры, количество подаваемого компонента (увеличение количества подаваемого топлива часто приводит к уменьшению $\tau_и$), многократность запуска и т. д.

Останов двигателя

Требования к последовательности действий, необходимых для останова ЖРД, определяются назначением этого двигателя. При этом предусматривается либо останов двигателя после полной выработки компонентов из баков, либо принудительный останов путем закрытия в заданный момент отсечных клапанов топлива.

Работа двигателя до полной выработки компонентов применяется на ЗУР, торпедах и в некоторых случаях на начальных ступенях многоступенчатых ракет.

Принудительный останов необходим на баллистических или космических ракетах, когда двигатель должен прекратить работу в заданный момент, например при достижении ракетой определенной скорости. При этом часто двигатель сначала переводится на режим меньшей тяги, а затем полностью отключается. Для прекращения подачи топлива используются пневмогидравлические или пиротехнические отсечные клапаны. Важным критерием качества принудительного останова двигателя является так называемый *импульс последействия*.

5.5. Импульс последействия

Импульсом последействия $I_{\text{п.д}}$ называется импульс тяги с момента поступления команды на закрытие отсечных клапанов до полного прекращения работы двигателя, т. е.

$$I_{\text{п.д}} = \int_0^{\tau_{\text{п.д}}} P d\tau, \tag{5.18}$$

где P — тяга двигателя; $\tau_{\text{п.д}}$ — время с момента поступления команды на закрытие отсечных клапанов до полного прекращения работы двигателя.

Наличие импульса последействия существенно влияет на точность выведения космического корабля на орбиту или полета ракеты к заданной цели. Идеальным было бы полное отсутствие импульса последействия ($I_{\text{п.д}} = 0$). В реальных условиях, однако, определенный импульс последействия неизбежен, причем его величина зависит от целого ряда конструктивных и эксплуатационных параметров и трудно поддается точному расчету.

Рассмотрим, от каких основных факторов зависит импульс последействия.

Выразив тягу через тягу в пустоте, из (5.18) получим

$$I_{\text{п.д}} = \int_0^{\tau_{\text{п.д}}} I_{\text{у.п}} \dot{m}\, d\tau \; - \int_0^{\tau_{\text{п.д}}} p_{\text{н}} F_{\text{а}} d\tau. \tag{5.19}$$

Поскольку обычно выключение двигателя производится на большой высоте, где давление $p_{\text{н}}$ близко к нулю, вторым слагаемым можно пренебречь и считать

$$I_{\text{п.д}} = \int_0^{\tau_{\text{п.д}}} I_{\text{у.п}} \dot{m}\, d\tau. \qquad (5.20)$$

Изменение расхода топлива $\dot{m}$ за время $\tau_{\text{п.д}}$ определяется законом перекрытия отсечных клапанов, а после их закрытия — условиями вытекания жидких и испарившихся компонентов из полостей камеры двигателя и прилегающих участков трубопроводов до отсечных клапанов.

За это же время $\tau_{\text{п.д}}$ изменяется удельный импульс в пустоте вследствие уменьшения β как в результате снижения полноты сгорания при падении давления в камере сгорания, так и вследствие изменения соотношения компонентов K_m. Следует заметить, что при постоянном β значение $I_{\text{у.п}}$ с уменьшением расхода $\dot{m}$ также не изменяется, так как удельный импульс в пустоте не зависит от расхода топлива.

Схематически изменение тяги в пустоте $P_{\text{п}} = I_{\text{у.п}}\dot{m}$ в течение времени $\tau_{\text{п.д}}$ можно представить в виде графика, приведенного на рис. 5.14. При этом период времени $\tau_{\text{п.д}}$ в соответствии с сущностью процессов, определяющих тягу, упрощенно можно представить в виде суммы:

$$\tau_{\text{п.д}} = \tau_{\text{п.д1}} + \tau_{\text{п.д2}} + \tau_{\text{п.д3}} + \tau_{\text{п.д4}}. \qquad (5.21)$$

Соответственно импульс последействия также представим в виде суммы:

$$I_{\text{п.д}} = I_{\text{п.д1}} + I_{\text{п.д2}} + I_{\text{п.д3}} + I_{\text{п.д4}}. \qquad (5.22)$$

Рассмотрим составляющие времени $\tau_{\text{п.д}}$ и оценим слагаемые в выражении для импульса последействия.

Время инерции камеры $\tau_{\text{п.д1}}$. В течение этого времени камера сгорания работает еще за счет преобразования жидкого топлива, имеющегося в камере в момент подачи команды на отсечку клапанов. В любой момент работы двигателя в камере сгорания существует запас топлива, равный произведению секундного расхода на время преобразования $\tau_{\text{пр}}$ (см. § 3.1). Независимо от того, началось в этот момент закрытие отсечных клапанов или нет, тяга двигателя при дальнейшем преобразовании данного запаса топлива остается неизменной. Вследствие

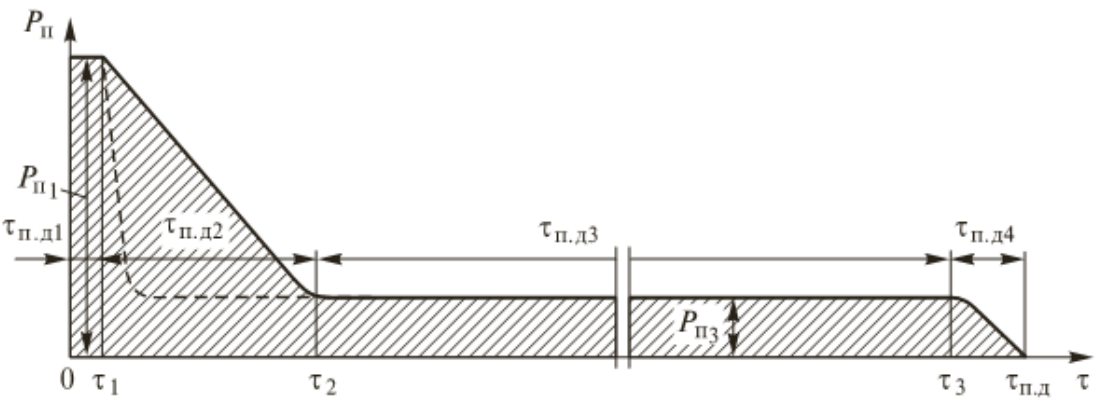


Рис. 5.14. К оценке импульса последействия

этого в течение некоторого времени $\tau_{п.д1}$, прошедшего после поступления команды на закрытие клапанов, тяга двигателя $P_п$ остается неизменной и равной тяге двигателя до момента начала отсечки двигателя. Время $\tau_{п.д1}$ можно считать равным времени пребразования, т. е. $\tau_{п.д1} = 0{,}003\ldots0{,}008$ с.

Импульс последействия за время $\tau_{п.д1}$

$$I_{п.д1} = P_{п\,1}\tau_{п.д1}. \tag{5.23}$$

Величина $I_{п.д1}$ будет тем меньше, чем меньше тяга двигательной установки перед остановом двигателя. Поэтому для уменьшения составляющей $I_{п.д1}$ и, как мы увидим далее, всех остальных слагаемых суммарного импульса последействия двигатель необходимо выключать на режиме возможно меньшей тяги. Для этого используется *ступенчатый* останов двигателя. Иногда для уменьшения импульса последействия сначала выключают основные двигатели и «доводят» ракету до заданной скорости с помощью рулевых двигателей, которые, обладая малой тягой, имеют соответственно и небольшой импульс последействия.

Время закрытия отсечного клапана $\tau_{п.д2}$. В течение этого времени расход топлива падает от номинального до нуля. Время $\tau_{п.д2}$ определяется типом отсечного клапана и его конструкцией. Для пневмоклапанов $\tau_{п.д2} = 0{,}1\ldots0{,}3$ с; для пироклапанов оно значительно меньше и составляет $0{,}001\ldots0{,}005$ с.

Несмотря на то что закрытие клапана начинается с момента подачи сигнала на отсечку, время $\tau_{п.д2}$ следует отсчитывать непосредственно за временем $\tau_{п.д1}$, так как изменение расхода при перекрытии клапанов приведет к изменению тяги двигателя со смещением на истинное время преобразования, т. е. со смещением на время $\tau_{п.д1}$. Импульс последействия за время $\tau_{п.д2}$ определяется по формуле

$$I_{п.д2} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} I_{у.п2}\dot{m}_2 d\tau. \tag{5.24}$$

Для определения $I_{п.д2}$ по формуле (5.24) необходимо для данной конструкции клапана знать закон изменения расхода $\dot{m}$ по времени закрытия.

Значение $I_{у.п2}$ можно считать неизменным и равным значению $I_{у.п1}$ на номинальном режиме работы (некоторым изменением $I_{у.п}$ за счет ухудшения процесса сгорания в камере пренебрегаем).

При отсечке подачи топлива пироклапаном тяга падает значительно быстрее (пунктир на рис. 5.14). Соответственно импульс последействия $I_{п.д2}$ при применении пироклапанов будет, очевидно, меньше.

Время работы камеры за счет поступления компонентов, оставшихся в полостях после закрытия клапанов, $\tau_{п.д3}$. После закрытия клапанов в полостях трубопроводов и камеры двигателя на участках от отсечных клапанов до форсунок (коллекторы камеры, охлаждающий тракт, полости головки и т. д.) остаются компоненты топлива. Так как наружное давление близко к нулю, давление в полостях также падает до значений, при которых начинается кипение компонентов. В результате в полостях устанавливается давление, равное

давлению насыщенных паров компонента при его температуре. Под действием давления насыщенных паров, а также вследствие падения давления столба жидкости и действия сил ускорения в камеру сгорания начинают вытесняться жидкие или испарившиеся компоненты (в зависимости от места нахождения компонента по отношению к форсункам). В камере происходит сгорание поступивших компонентов, истечение продуктов сгорания определяет тягу $P_{\text{пз}}$.

Величина $\tau_{\text{п.дз}}$ в зависимости от физических свойств компонентов топлива, их температуры и объема полостей изменяется в широких пределах: от нескольких до десятков секунд.

Составляющая импульса последействия (рис. 5.15) за это время вычисляется по формуле

$$I_{\text{п.дз}} = \int_{\tau_2}^{\tau_3} I_{\text{у.пз}} \dot{m}_3 d\tau. \qquad (5.25)$$

В первом приближении незначительным давлением столба жидкого компонента и действием сил инерции на расход можно пренебречь и считать, что в течение времени $\tau_{\text{п.дз}}$ расход через форсунки определяется только давлением насыщенных паров. Давление насыщенных паров зависит от температуры компонентов, и в течение времени $\tau_{\text{п.дз}}$ его можно считать постоянным. При этом будет постоянным и расход компонентов через форсунки.

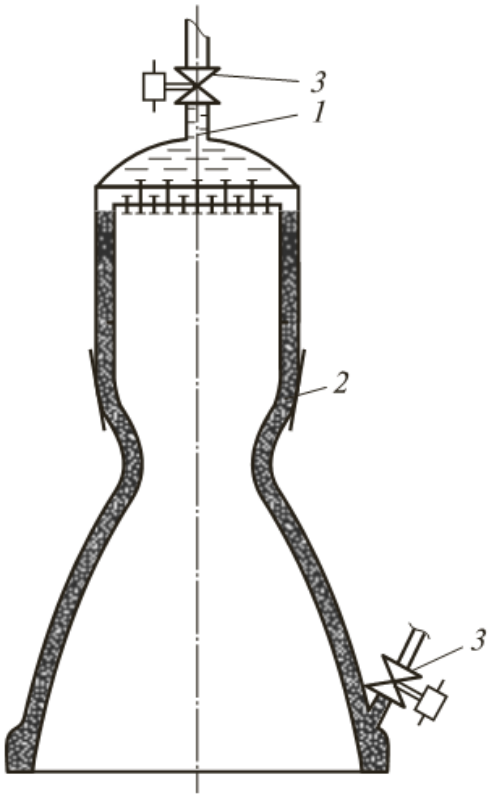


Рис. 5.15. К возникновению составляющей импульса последействия $I_{\text{п.дз}}$:
1 — пары окислителя; *2* — пары горючего; *3* — отсечный клапан

Удельный импульс в пустоте $I_{\text{у.пз}}$ зависит от соотношения компонентов и качества процесса в камере сгорания и при постоянном отношении расходов компонентов также может считаться постоянным. Тогда

$$I_{\text{п.дз}} = I_{\text{у.пз}} \dot{m}_3 \tau_{\text{п.дз}}. \qquad (5.26)$$

Величину $I_{\text{п.дз}}$ можно снизить путем уменьшения общего количества топлива, остающегося в полостях, т. е. за счет уменьшения объема полостей. Для этого необходимо располагать отсечные клапаны возможно ближе к камере двигателя. Если по каким-либо соображениям (прочностным, технологическим и т. д.) в головке или охлаждающем тракте оставлены объемы, уменьшение которых не повлияет на качество протекания процесса, эти объемы желательно уменьшить, заполнив их каким-либо легким материалом.

Для уменьшения $I_{\text{п.дз}}$ приблизительно вдвое можно также использовать дренаж полостей; при этом дренажные отверстия в полостях открываются одновременно с закрытием

отсечных клапанов. Можно также применить продувку полостей газом, инертным по отношению к компонентам.

Время истечения из камеры сгорания последней порции топлива $\tau_{п.д4}$. В течение этого времени тяга двигателя падает от величины $P_{п3}$ до нуля. Так как в связи с кипением топлива в полостях последняя порция топлива поступит в газообразном состоянии, время $\tau_{п.д4}$ можно принять равным условному времени пребывания $\tau_{пр} = 0{,}0015\ldots0{,}005$ с.

Составляющая импульса последействия за время $\tau_{п.д4}$ определяется по формуле

$$I_{п.д4} = \int_{\tau_з}^{\tau_{п.д}} I_{у.п4}\dot{m}_4 d\tau. \qquad (5.27)$$

Полагая, что тяга за время $\tau_{п.д4}$ уменьшается линейно, приближенно получим

$$I_{п.д4} = 0{,}5P_{п3}\tau_{п.д4}. \qquad (5.28)$$

Поскольку $P_{п3}$ и $\tau_{п.д4}$ сравнительно невелики, величина $I_{п.д4}$ значительно меньше остальных составляющих импульса последействия и учет ее при практических расчетах суммарного импульса последействия имеет скорее теоретический характер.

Проведем сравнительную оценку составляющих импульса последействия. Величины $I_{п.д1}$ и $I_{п.д4}$ невелики ввиду малых времен действия $\tau_{п.д1}$ и $\tau_{п.д4}$. При использовании пироклапанов вследствие очень малого времени их срабатывания $\tau_{п.д2}$ величина $I_{п.д2}$ также незначительна, и тогда главной составляющей суммарного импульса последействия становится $I_{п.д3}$ — импульс последействия, возникающий в результате работы камеры двигателя на компонентах, оставшихся в полостях после закрытия отсечных клапанов.

В случае использования отсечных пневмоклапанов ввиду сравнительно большого времени их закрытия $\tau_{п.д2}$ величина $I_{п.д2}$ становится сопоставимой с величиной $I_{п.д3}$, что приводит к увеличению суммарного импульса последействия.

Снизить полный импульс последействия можно, используя все факторы, способствующие уменьшению его составляющих, например:

1) выключение двигательной установки на режиме возможно меньшей тяги, это приводит к уменьшению всех составляющих импульса последействия;

2) применение отсечных пироклапанов, имеющих малое время закрытия;

3) уменьшение объема полостей на участке от отсечного клапана до форсунок;

4) включение дренажа полостей после отсечки подачи компонентов;

5) продувка камеры и полостей.

5.6. Расчет камеры двигателя на прочность

Камера двигателя может разрушаться по двум причинам: при недостаточной прочности и при потере формы. В первом случае разрушение произойдет вследствие возникновения в элементах оболочки напряжений, превышающих временное сопротивление материала, что может явиться результатом недостаточной общей несущей способности или недостаточной прочности отдельных элементов камеры (скреплений, оболочек и т. д.). Во втором случае прогиб оболочек приводит к увеличению площади сечения охлаждающего тракта и нарушению режима охлаждения. В результате уменьшения скорости охладителя условия охлаждения ухудшаются, температура внутренней оболочки увеличивается, а это, в свою очередь, приводит к дальнейшему увеличению прогиба оболочки и ухудшению охлаждения. Наконец, температура «газовой» стенки повышается до температуры плавления и камера разрушается вследствие прогара оболочки. Практика показывает, что при редких связях камера обычно становится неработоспособной еще до возникновения в элементах оболочки разрушающих усилий и прогорает вследствие большого прогиба оболочки, т. е. вторая причина разрушения камеры характерна для ЖРД, имеющего камеру с редко расположенными скреплениями. При частых связях причиной разрушения являются потери общей несущей способности камеры или недостаточная прочность ее отдельных элементов.

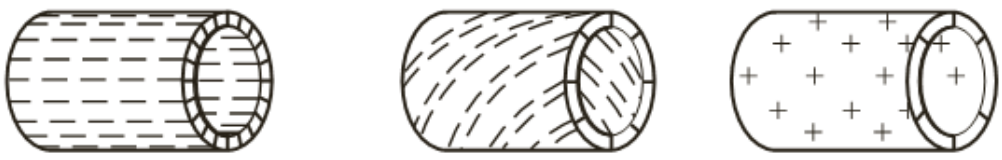
Особенности условий работы и расчета камер ЖРД на прочность

Специфика прочностных расчетов камеры ЖРД вытекает из особенностей конструктивных форм камеры двигателя и условий ее работы.

Первая особенность состоит в том, что камера двигателя обычно является двухстенной, скрепленной связями оболочкой, находящейся под силовым и температурным воздействием.

Схематически способы скрепления двухстенных оболочек можно подразделить на три основных типа (рис. 5.16): продольные, винтовые и точечные. Тип скрепления имеет существенное значение при расчетах оболочки на местные прогибы. При расчетах на общую несущую способность он значительного влияния не оказывает.

При работе ЖРД температуры наружной и внутренней оболочек различны и изменяются как вдоль оболочки, так и по ее толщине. На рис. 4.1 показан



а *б* *в*

Рис. 5.16. Типы скреплений двухстенных оболочек:
а — продольные; *б* — винтовые; *в* — точечные

типичный график изменения температуры по толщине наружной и внутренней оболочек камеры, откуда видно, что в наиболее тяжелых температурных условиях работает внутренняя оболочка. Ее средняя температура намного выше, чем температура наружной оболочки, и, кроме того, значительно изменяется температура по толщине (тем больше, чем больше тепловой поток q_{Σ}, проходящий через стенку, и чем меньше теплопроводность стенки).

При таких температурных условиях работы в стенках возникают большие температурные напряжения и ухудшаются механические свойства материала. Ввиду этого при прочностных расчетах камеры ЖРД необходимо учитывать температуру и неравномерность ее распределения по толщине внутренней оболочки, а также изменение механических свойств материала при повышении температуры.

Вторая особенность состоит в том, что разность Δp между давлением в охлаждающем тракте $p_{\text{охл}}$ и статическим давлением в камере $p_{\text{к}}$, а также температура внутренней стенки $T'_{\text{ср}}$ изменяются по длине камеры двигателя (рис. 5.17).

Из анализа изменения Δp и $T'_{\text{ср}}$ следует, что исходя из соображений прочности внутренней оболочки в наиболее сложных рабочих условиях находятся следующие ее участки: камера сгорания, где давление $p_{\text{к}}$ наибольшее; срез сопла, где существует наибольшая разность давлений Δp; участки, расположенные около критического сечения, где ввиду высокой температуры стенки прочностные свойства металла наихудшие.

Вследствие этого прочностные расчеты внутренней оболочки необходимо проводить как минимум для двух сечений: сечения, где существует наибольшая разность давлений Δp, и сечения, где ожидается наибольшая температура внутренней оболочки.

Третья особенность условий работы и расчета камеры двигателя на прочность состоит в том, что расчет по допускаемым напряжениям не всегда приемлем. Дело в том, что одни только температурные напряжения в стенках камеры могут значительно превосходить предел упругости, так что материал камеры двигателя работает в области пластических деформаций при одновременном силовом и температурном воздействии.

При проведении прочностных расчетов в пластической области

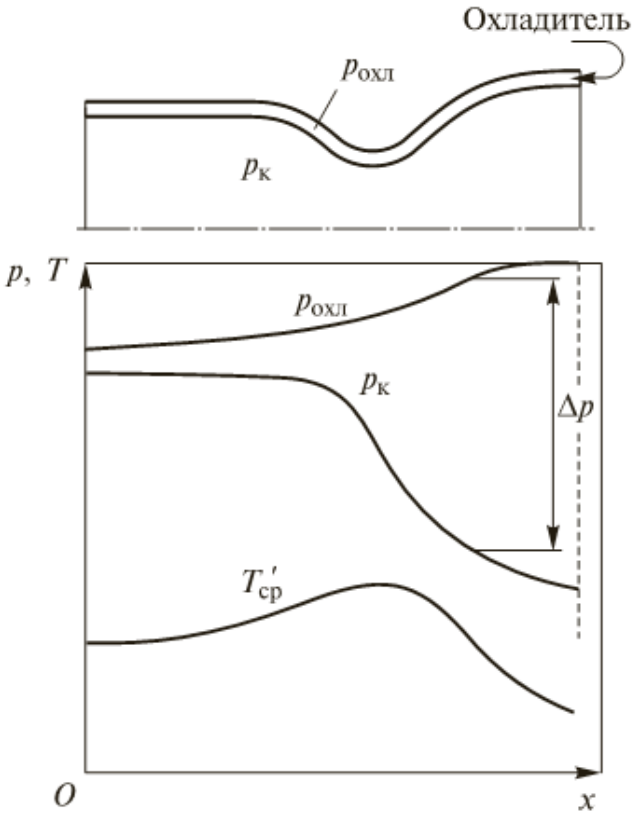


Рис. 5.17. Распределение давлений и средней температуры внутренней оболочки по длине камеры

для высокопластичных материалов (каковыми являются материалы, используемые для камер ЖРД) судить о степени надежности работы конструкции по возникающим напряжениям очень трудно, так как в этой области небольшие изменения напряжений соответствуют большим деформациям, тогда как сами напряжения еще не достигают предела прочности. Однако, как отмечалось выше, эти деформации могут оказаться достаточными для того, чтобы привести к нарушению режима работы двигателя и, как следствие, к его прогару. Поэтому основным критерием пригодности камеры ЖРД целесообразно считать не значения возникающих напряжений, а величину деформаций как оболочки в целом, так и отдельных ее элементов.

Четвертая особенность состоит в том, что прочностные расчеты камеры ЖРД имеют характер проверочного расчета.

Все основные размеры оболочек, способы скреплений, а также нагрузки на оболочку и ее температуры определяются, в первую очередь, условиями надежности системы охлаждения и обеспечения заданной тяги двигателя и лишь затем — условиями прочности.

Если какие-либо элементы камеры не удовлетворяют условиям прочности, мы не можем изменять их размеры без введения существенных поправок в расчет охлаждения или тепловой расчет камеры. Например, мы не можем увеличить толщину стенки внутренней оболочки, так как при этом резко изменятся условия охлаждения.

Порядок прочностного расчета камеры ЖРД

Исходя из изложенных выше особенностей условий работы и расчетов камеры ЖРД на прочность целесообразно проводить прочностные расчеты камеры ЖРД в следующем порядке.

Прежде всего выполняют расчет *общей несущей способности* скрепленной оболочки камеры двигателя. При этом оболочка камеры рассматривается как составной скрепленный тонкостенный сосуд, находящийся под воздействием давления в камере. Далее рассчитываются *местные прогибы* внутренней оболочки в камере сгорания, в критическом сечении и у среза сопла. Местные прогибы не должны достигать величины, при которой нарушается режим охлаждения камеры и становится возможным прогар стенки. Если скрепления оболочки расположены редко, то вместо расчета местных прогибов необходимо проводить расчет *устойчивости* внутренней оболочки.

Расчет местных прогибов, так же как и расчет скреплений, должен выполняться при двух режимах нагружения: на рабочем режиме, при котором ввиду высокой температуры стенок прочностные свойства их материала ухудшены, и на режиме гидроопрессовки, применяемой при технологических испытаниях. Режимы, близкие к режиму гидроопрессовки, когда перепад давлений Δp наибольший, могут возникать и при работе двигателя в момент запуска, когда давление в камере сгорания еще не поднялось и стенка еще холодная, а в охлаждающем тракте уже создано высокое давление.

При очень часто расположенных скреплениях расчет на местные прогибы теряет смысл, так как в этом случае невозможен настолько большой прогиб внутренней оболочки, который привел бы к нарушению режима охлаждения. Толщина внутренней оболочки в этом случае невелика, и поэтому ее влияние на общие прочностные свойства камеры незначительно. Основную нагрузку несет наружная оболочка, и поэтому в первом приближении прочностные свойства оболочки камеры двигателя можно оценивать исходя из расчета *только ее наружной оболочки*. При этом она рассчитывается обычными методами как тонкостенная оболочка с учетом изменения прочностных свойств материала при повышенных температурах, которые могут доходить до 300…400° С.

Затем рассчитываются на прочность головка, крепления головки и опор к камере сгорания, скрепления и т. д. Если форсунки крепятся пайкой, то днище рассчитывается как двустенная система со скреплениями (форсунками). Если же форсунки завальцованы, то целью расчета является определение условий, приводящих к нарушению герметичности крепления форсунок.

Подробно методика прочностных расчетов ЖРД рассмотрена в работах [28, 29].

5.7. Дополнительные замечания

Поскольку ЖРД является двигателем летательного аппарата, он должен обеспечивать возможно больший для заданного топлива удельный импульс при возможно меньшей массе самого двигателя.

Для удовлетворительно спроектированного двигателя потери удельного импульса на расчетном режиме работы составляют 3…5 %, что соответствует коэффициенту $\varphi_I = 0{,}95–0{,}97$.

Удельная масса (отношение массы установки к тяге) двигательной установки одноразового действия без баков составляет порядка 0,7…1 кг/кН. Для двигательных установок малых тяг, а также для установок, в которых предусмотрено выполнение специальных требований (многократность запуска и останова, глубокое регулирование и т. д.), удельная масса превышает указанные пределы и может доходить до 3…5 кг/кН (3,64 кг/кН для 11Д58МФ). Для двигательных установок больших тяг, например РД-170, удельная масса — 1,34 кг/кН [10]. Удельная масса камеры двигателя составляет примерно одну треть удельной массы установки без баков.

Высокие значения коэффициента удельного импульса при малой удельной массе достигаются путем рационального проектирования всех элементов камеры двигателя. При этом часто приходится решать задачу одновременного удовлетворения трудносовместимых требований. Так, профилированное сопло с наименьшими потерями может не обеспечить требований по массе и не укладываться в допускаемые габариты установки; применение камеры сферической формы, имеющей наименьшие поверхность охлаждения и массу, может вызвать неоправданные технологические трудности и т. д.

Универсальных рекомендаций при решении подобных задач дать невозможно. В каждом частном случае приходится находить оптимальное решение в зависимости от поставленных конкретных условий по удельному импульсу, габаритам, массе, надежности установки и т. д.

Приведем некоторые дополнительные рекомендации, касающиеся выбора материалов, а также проектирования отдельных элементов двигателя.

Выбор материала. Материал камеры двигателя должен быть по возможности более прочным, легким и обладать хорошими пластическими свойствами. Для материала внутренней оболочки желательно сочетание высокой теплопроводности и удовлетворительных прочностных свойств при высоких температурах, однако, как правило, жаропрочные сплавы имеют плохую теплопроводность. Для внешней оболочки теплопроводность большого значения не имеет, и поэтому здесь главным требованием к материалу является его высокая прочность и возможно меньшая плотность. В некоторых случаях, при высокотеплопроводных скреплениях, температура наружной оболочки может достигать 300…400 °С, при этом материал должен обладать достаточно хорошей жаропрочностью.

Кроме того, в зависимости от типа конструкции и применяемых компонентов, материал должен удовлетворять условиям свариваемости, кислотостойкости и не являться катализатором.

Применение насадков к соплу. В современных двигателях разгонных блоков с большой степенью расширения сопла целесообразно применять сопловые насадки. Такие насадки увеличивают геометрическую степень расширения сопла, что, соответственно, повышает удельный импульс. Например, в двигателе 11Д58МФ применение насадка из углерод-углеродного композитного материала увеличивает геометрическую степень расширения от 179 до 280. При этом удобство насадка заключается в том, что земные испытания и доводка двигателя проводятся без него. Насадки также можно изготавливать из жаропрочных сплавов на основе титана или ниобия, не используя при этом специальной системы регенеративного охлаждения.

Основные трудности при применении насадков состоят в их малой жесткости. Для обеспечения достаточной жесткости на наружной поверхности выполняют специальные ребра жесткости. Имеются предложения по использованию для насадков очень тонкостенных скрепленных оболочек, одно из сечений которых показано на рис. 4.26, *г*. Эквивалентная толщина этих материалов (называемых иногда «космическими» материалами) составляет 0,4…0,5 мм.

Определенные трудности при использовании насадков связаны со стыковкой их с основной камерой, а также с необходимостью тщательной организации пристеночного слоя во избежание образования у стенок насадка высокотемпературных «языков» продуктов сгорания, резко нарушающих условия его охлаждения.

Однокамерные и многокамерные двигательные установки. При одной и той же тяге в случае однокамерного двигателя большей тяги требуется больше времени на доводку, чем при многокамерной связке двигателей. При этом также повышается вероятность возникновения высокочастотных колебаний. Кроме

того, связка двигателей имеет меньшие габаритные размеры по высоте и лучше заполняет объем двигательного отсека. Масса связки сопоставима с массой однокамерного двигателя. Однако увеличение числа камер приводит к увеличению количества различных агрегатов, обеспечивающих работу двигателя, что снижает надежность установки. При использовании двигательных установок с дожиганием (см. гл. VIII) увеличение числа камер может затруднить подачу высокотемпературных продуктов сгорания из турбины ТНА в камеры сгорания. Примером многокамерных ЖРД, в которых решены указанные проблемы, являются двигательные установки РД-180 (двухкамерная), РД-170 (четырехкамерная; см. вклейку, рис. 7).

Глава 6

Двигательные установки

В соответствии с ГОСТ 17655–89 жидкостная ракетная двигательная установка состоит из одного или нескольких ЖРД, пневмогидравлической системы подачи топлива и вспомогательных устройств. Жидкостный ракетный двигатель включает в себя камеры, турбонасосные агрегаты, газогенераторы, агрегаты автоматики, устройства для создания управляющих усилий, рамы, трубопроводы и вспомогательные устройства и агрегаты. В свою очередь, камера ЖРД состоит из камеры сгорания и сопла. Систему подачи компонентов топлива можно разделить на три основные части.

1. Агрегат для создания давления подачи компонента.
2. Система агрегатов и трубопроводов, обеспечивающих запуск, останов и работу двигателя. В общем случае такая система будет гидро-, пиро- и пневмоэлектросистемой. В каждом частном случае в системе может отсутствовать пневматическая, электрическая или пиротехническая часть.
3. Баки. (При турбонасосной системе подачи баки на схеме двигательной установки часто не изображают, хотя и они являются составной частью двигательной установки.)

6.1. Системы подачи

В зависимости от назначения к ЖРД предъявляют различные требования по тяге, продолжительности и условиям работы. Это приводит к большому разнообразию применяемых способов подачи компонентов и схем двигательной установки в целом. В настоящее время можно привести несколько десятков типов двигательных установок, отличающихся схемой, используемым топливом, способом его подачи, конструкцией основных агрегатов (камеры сгорания, сопла, турбонасосного агрегата) и т. д.

Одним из важных элементов, характеризующих двигательную установку в целом, является система подачи компонентов.

По типу агрегата, создающего давление подачи, различают *турбонасосную* и *вытеснительную* системы подачи.

Наиболее распространенными в ЖРД являются турбонасосные системы, обеспечивающие подачу компонентов топлива в широком диапазоне давлений и расходов. Элементарная схема турбонасосной системы подачи представлена на рис. 6.1. Компоненты из баков *1* поступают к насосам *4* и подаются в камеру сгорания *5*. Главным элементом системы подачи является турбонасосный агрегат (ТНА), с помощью которого создается необходимое давление подачи компонентов и обеспечивается заданный расход.

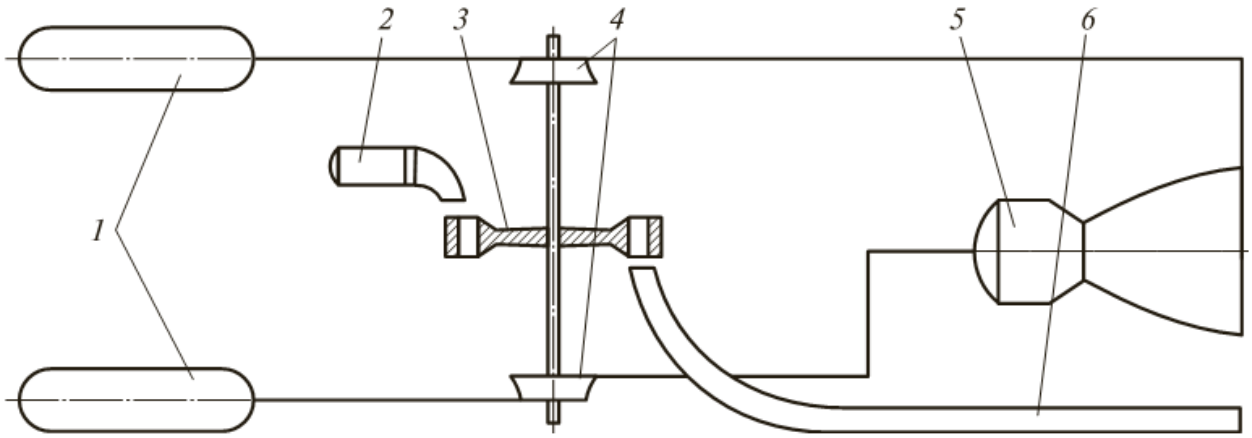


Рис. 6.1. Элементарная схема установки с ТНА:
1 — баки; *2* — газогенератор; *3* — турбина; *4* — насосы; *5* — камера двигателя; *6* — выхлопной патрубок

В зависимости от дальнейшего использования рабочего тела, вышедшего из турбины ТНА, двигательные установки с ТНА подразделяют на работающие по *открытой* (без дожигания) и *замкнутой* (с дожиганием) схемам. В установках, работающих по открытой схеме, рабочее тело из ТНА через выхлопные патрубки *6* выбрасывается в окружающее пространство или подается по специальному газоводу в закритическую часть сопла (двигательная установка F-1 ракеты-носителя «Сатурн-5»; см. далее рис. 6.31). При замкнутой схеме (такие схемы называют также *схемами с дожиганием* или *закрытыми*) отработавшее в турбине рабочее тело (генераторный газ) поступает в камеру сгорания (дожигания), где оно дожигается и используется для создания тяги (см. гл. VIII).

Меньше распространены вытеснительные системы, в которых компоненты вытесняются из баков с помощью *аккумулятора давления*. Вытеснительные системы подачи подразделяют по типу аккумулятора давления на *газобаллонные* и системы с *пороховым* (ПАД) или *жидкостным* (ЖАД) аккумулятором давления (см. § 9.6). Элементарные схемы вытеснительных систем приведены на рис. 9.2, 9.19 и 9.23.

Основное преимущество турбонасосных систем состоит в том, что топливные баки не находятся под давлением подачи компонентов. Это позволяет выполнить топливные баки большого объема при сравнительно небольшой массе. Недостаток турбонасосных систем состоит в относительной сложности конструкции ТНА.

Вытеснительные системы, в целом, проще, однако главный их недостаток заключается в том, что топливные баки находятся под давлением подачи компонентов. Вследствие этого увеличивается необходимая толщина стенок баков и их масса, что существенно сказывается на массе всей двигательной установки как при увеличении времени работы ЖРД (т. е. объема баков), так и при повышении необходимого давления подачи. Поэтому двигательная установка с вытеснительной системой может успешно конкурировать с установкой, имеющей турбонасосную систему подачи, только при небольшом импульсе тяги установки $P\tau_р$ (небольших объемах топливных баков) и при невысоких давлениях в камере (невысоких давлениях подачи).

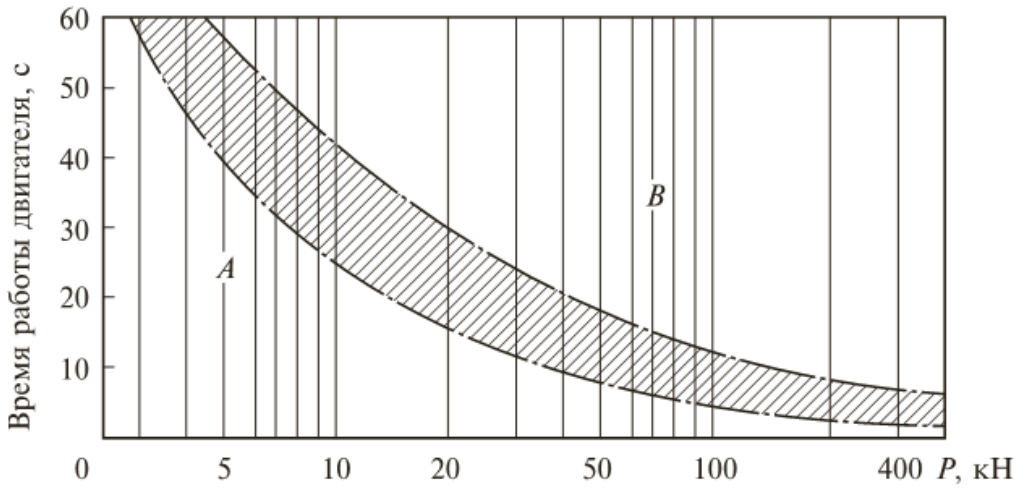


Рис. 6.2. Области применения насосных и вытеснительных систем подач:
A — область вытеснительной подачи; *B* — область подачи с ТНА

На рис. 6.2 показаны области рационального применения турбонасосной системы и вытеснительной газобаллонной системы подачи холодным газом в зависимости от тяги и продолжительности работы двигателя (анализ работы двигательных установок с вытеснительной системой подачи приведен в гл. IX).

6.2. Двигательные установки с турбонасосной системой подачи

Основные способы получения рабочего тела для ТНА

Одним из основных признаков, определяющих различие турбонасосных систем подачи, является способ получения рабочего тела для привода ТНА. По этому признаку турбонасосные системы подачи можно подразделить на следующие:

а) системы с жидкостным газогенератором (ЖГГ), в котором рабочее тело образуется в результате сгорания горючего и окислителя;

б) системы с парогазогенератором (ПГГ), в котором рабочее тело образуется в результате разложения одного компонента (перекиси водорода, изопропилнитрата, НДМГ и т. д.);

в) системы с приводом турбины паром, образующимся в охлаждающем тракте;

г) системы с приводом турбины горячими газами, отбираемыми из камеры сгорания;

д) системы с приводом турбины продуктами сгорания пороха.

Наибольшее распространение получили системы с ЖГГ и ПГГ.

Жидкостные газогенераторы обычно работают на основных компонентах ЖРД, и поэтому главным их достоинством является отсутствие необходимости размещения на борту ракеты третьего компонента.

Компоненты в ЖГГ обычно подаются теми же основными насосами, которые подают компоненты в камеру ЖРД (рис. 6.3). Однако при этом требуется специальное устройство для раскрутки ТНА при запуске.



Рис. 1. Ракета-носитель «Союз-У»



Рис. 2. Многоразовая транспортно-космическая система «Энергия-Буран»



Рис. 3. ЖРД малой тяги системы управления космическими летательными аппаратами конструкции КБ Химмаш им. А. М. Исаева

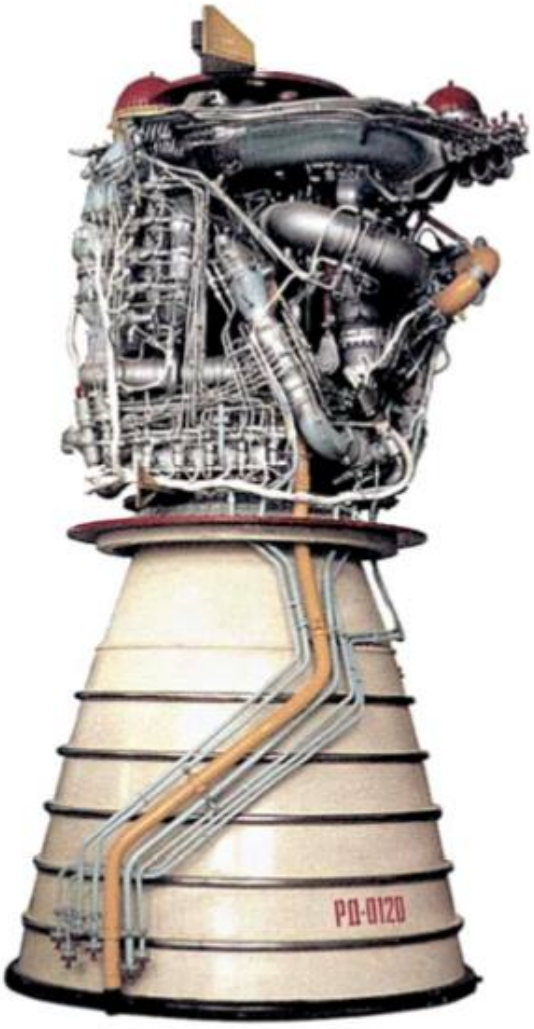


Рис. 4. Двигатель РД-0120 с профилированным соплом

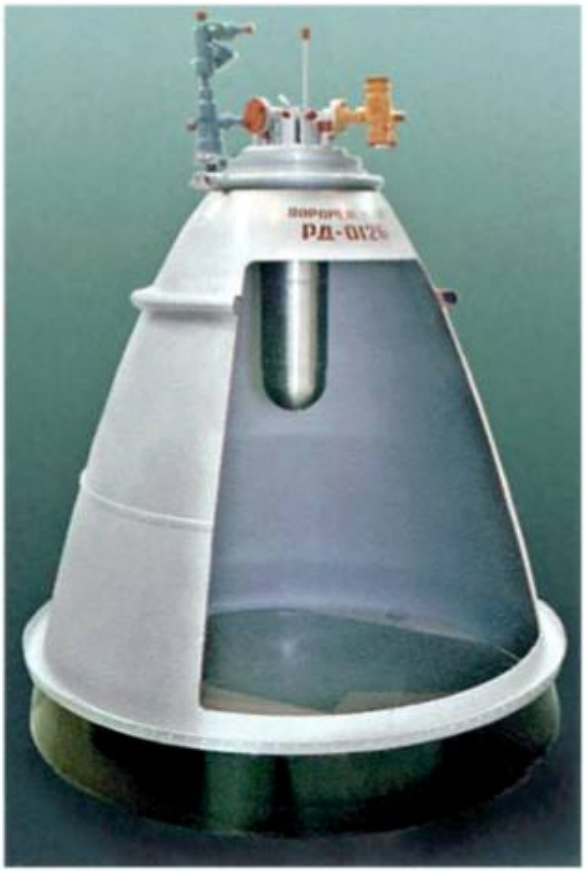


Рис. 5. Камера двигателя РД-0126 с тарельчатым соплом

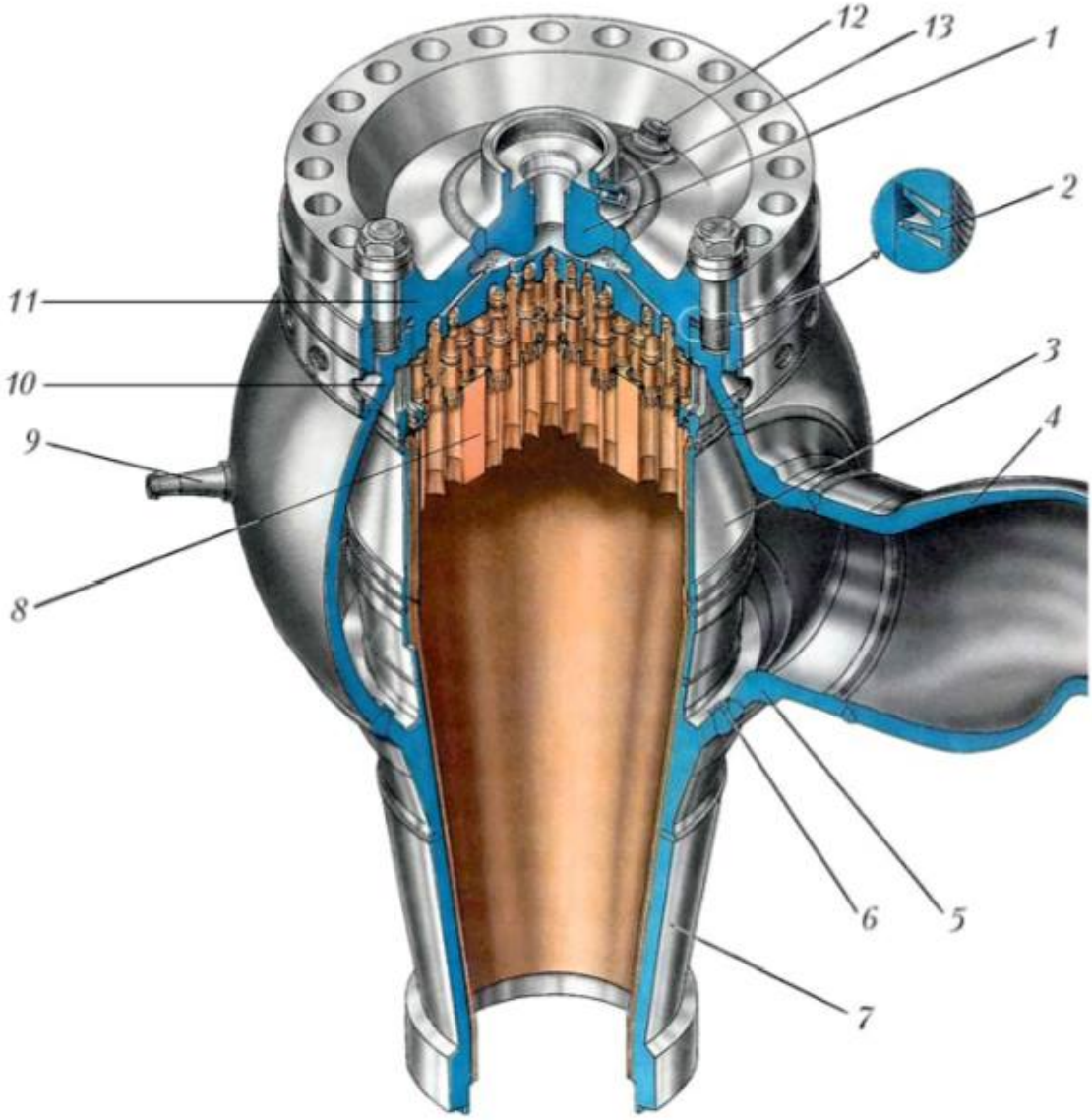


Рис. 6. Газогенератор двигателя РД-170:

1 — фланец; *2* — прокладка; *3* — проставка; *4* — трубопровод; *5* — патрубок; *6* — днище сферическое; *7* — секция замыкающая; *8* — днище огневое; *9, 12, 13* — штуцеры; *10* — кольцо; *11* — корпус

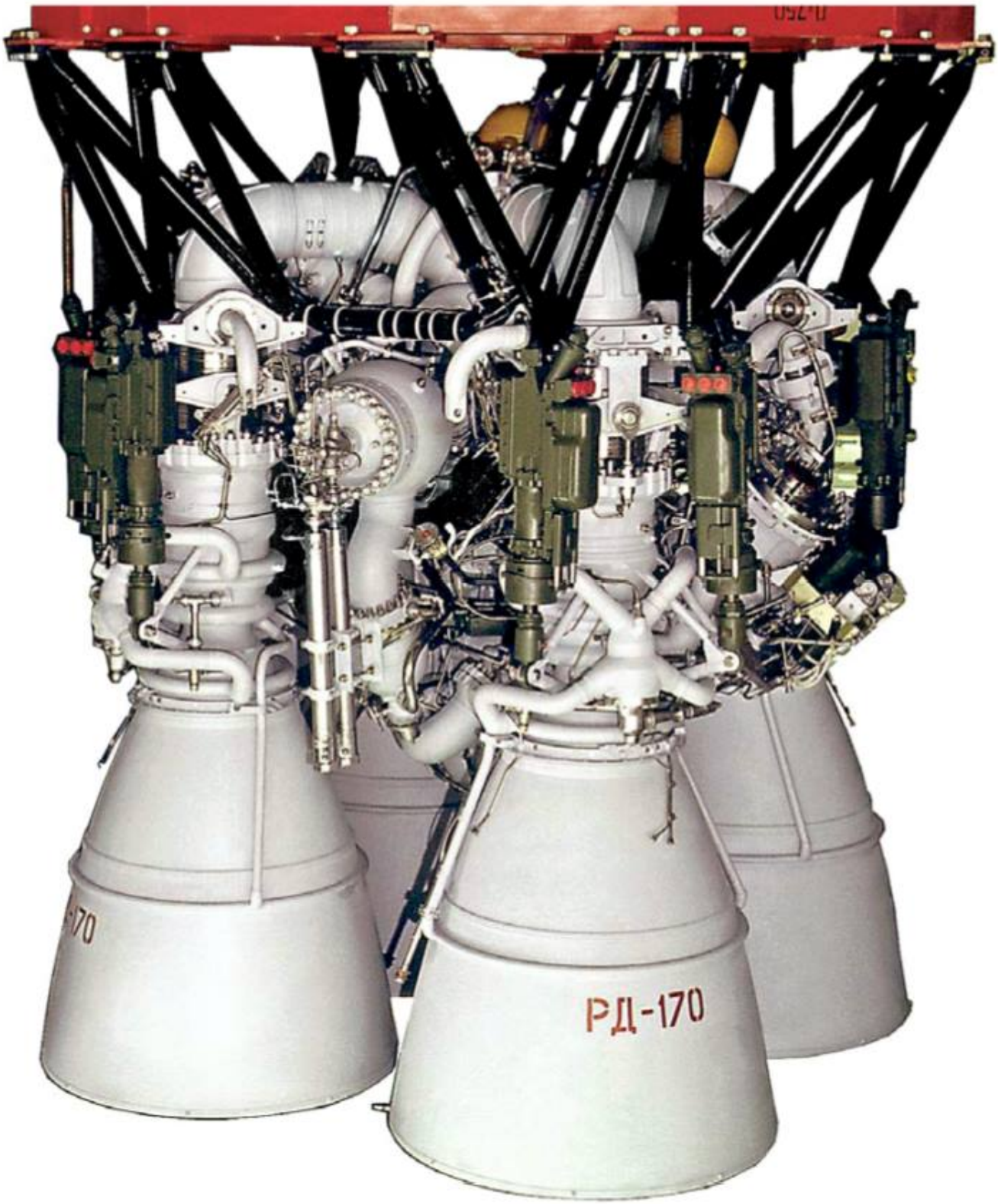


Рис. 7. Общий вид двигателя РД-170

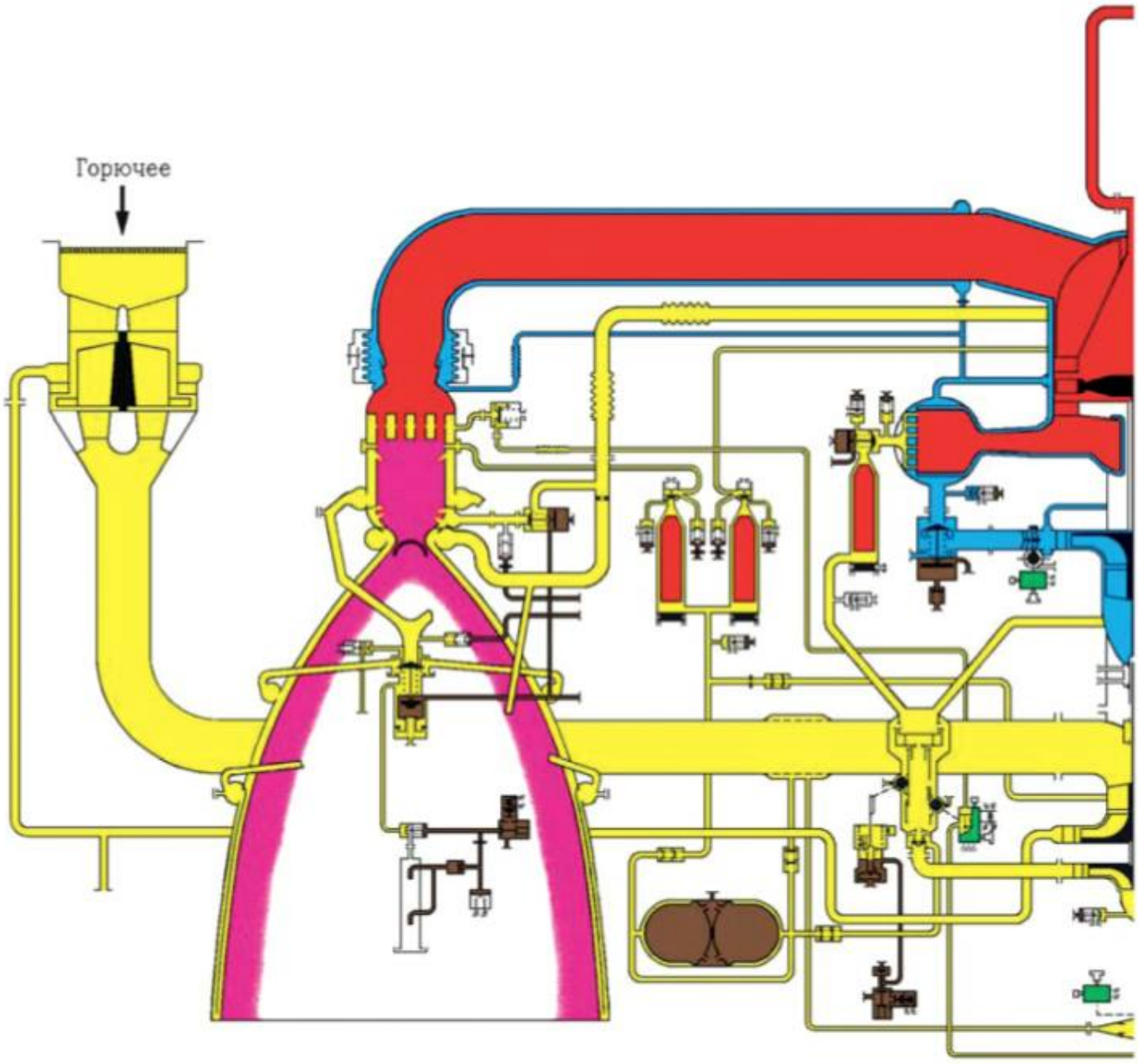
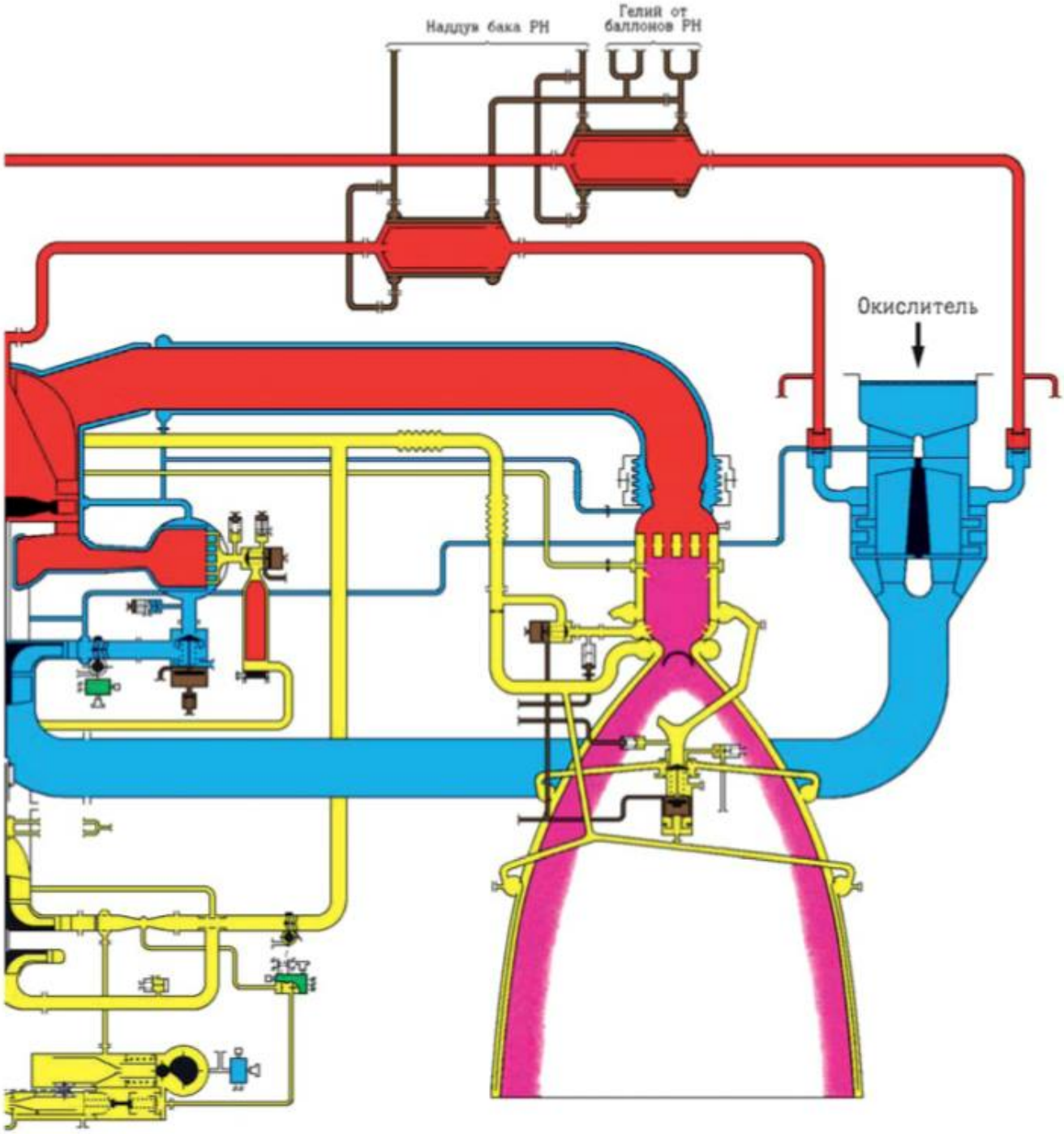


Рис. 8. Пневмогидросхема



двигателя РД-170

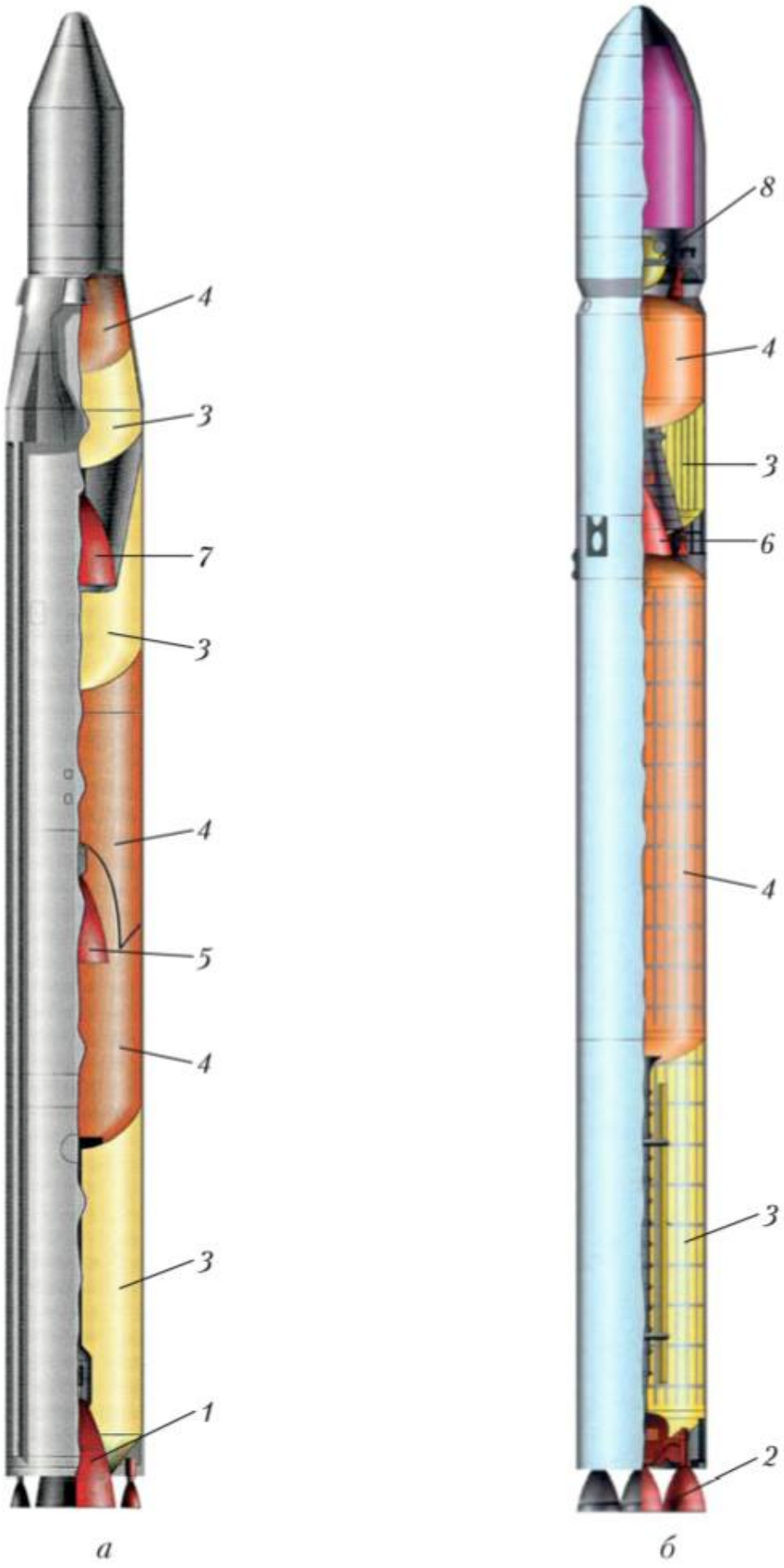


Рис. 9. Схема ракет-носителей «Штиль-Т» (*а*) и «Днепр» (*б*):

1 — двигатель 1-й ступени РД-0243; *2* — двигатель 1-й ступени РД-274; *3* — бак НДМГ; *4* — бак азотного тетроксида; *5* — двигатель 2-й ступени РД-0242; *6* — двигатель 2-й ступени РД-0255; *7* — двигатель 3-й ступени 3Д-39; *8* — топливные баки разгонного блока

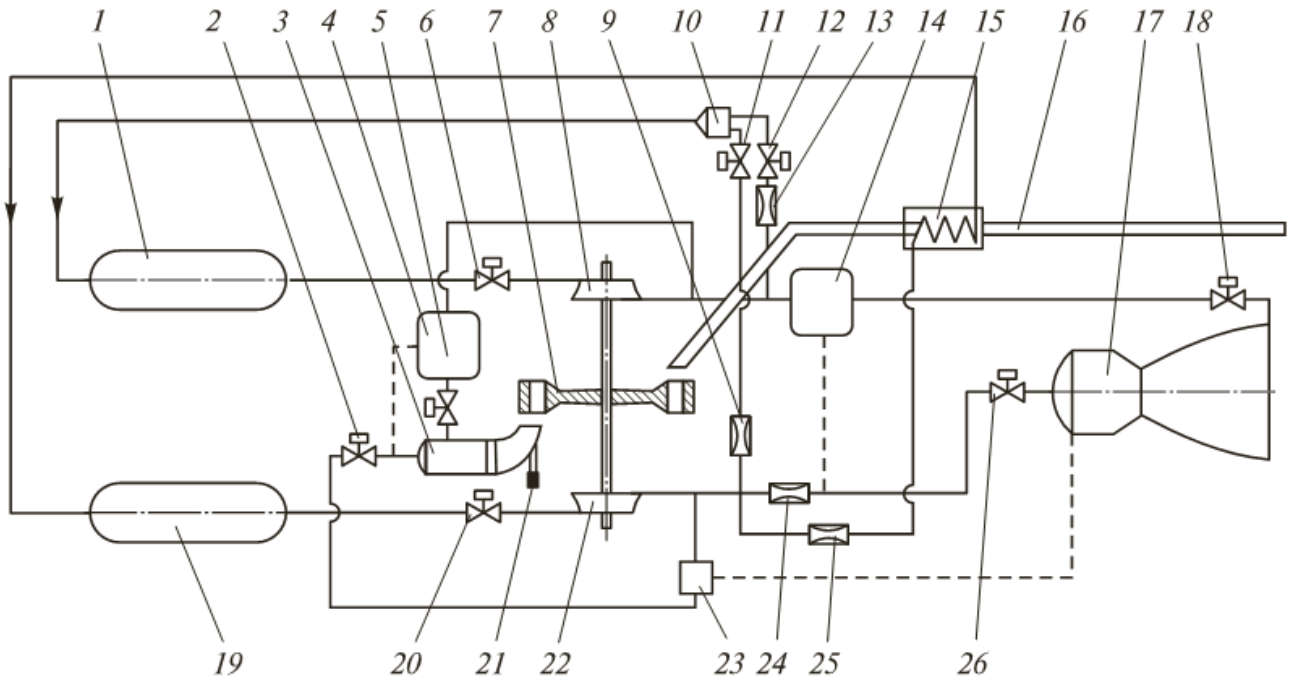


Рис. 6.3. Обобщенная схема системы подачи с ЖГГ:
1 — бак горючего; *2*, *4* — отсечные клапаны ЖГГ; *3* — ЖГГ; *5* — регулятор соотношения компонентов в ЖГГ; *6*, *18*, *20*, *26* — отсечные клапаны; *7* — турбина; *8* — насос горючего; *9*, *13*, *24*, *25* — дроссели; *10* — ЖГГ наддува бака горючего; *11*, *12* — отсечные клапаны ЖГГ наддува; *14* — регулятор соотношения компонентов в камере сгорания; *15* — испаритель; *16* — выхлопной патрубок; *17* — камера сгорания; *19* — бак окислителя; *21* — пусковой ПАД; *22* — насос окислителя; *23* — регулятор давления в камере; – – – – — магистраль задающего давления

Системы с ПГГ (рис. 6.4) надежны в работе. Кроме того, при использовании ПГГ, работающего, например, на продуктах разложения перекиси водорода, упрощается проблема запуска всей установки. Однако большим недостатком такой системы является необходимость иметь на борту ракеты третий компонент для питания ПГГ, поскольку, как правило, основные компоненты ЖРД неприменимы для разложения в ПГГ. Это приводит к необходимости в дополнительной емкости и отдельной системе агрегатов и магистралей для заправки емкостей и подачи рабочего тела в ПГГ, что усложняет двигательную установку и затрудняет ее эксплуатацию. Вследствие этого недостатка парогазогенераторы вытесняются ЖГГ, работающими на тех же компонентах, что и ЖРД.

Привод турбины ТНА парами одного из компонентов, образующимися в системе охлаждения, находит применение вследствие использования водорода в качестве охладителя (см. рис. 8.7). Как мы увидим далее (§ 8.2), особенностью такого способа привода ТНА является обеспечение наибольшей работоспособности газифицированного компонента, что определяет возможное давление подачи компонентов, а следовательно, и давление в камере. При сравнительно невысоких давлениях в камере сгорания, порядка 3…4 МПа, применение этого способа вполне оправдано.

Привод турбины за счет отбора газа из камеры сгорания распространения не получил из-за трудностей, возникающих при отборе продуктов сгорания из камеры двигателя.

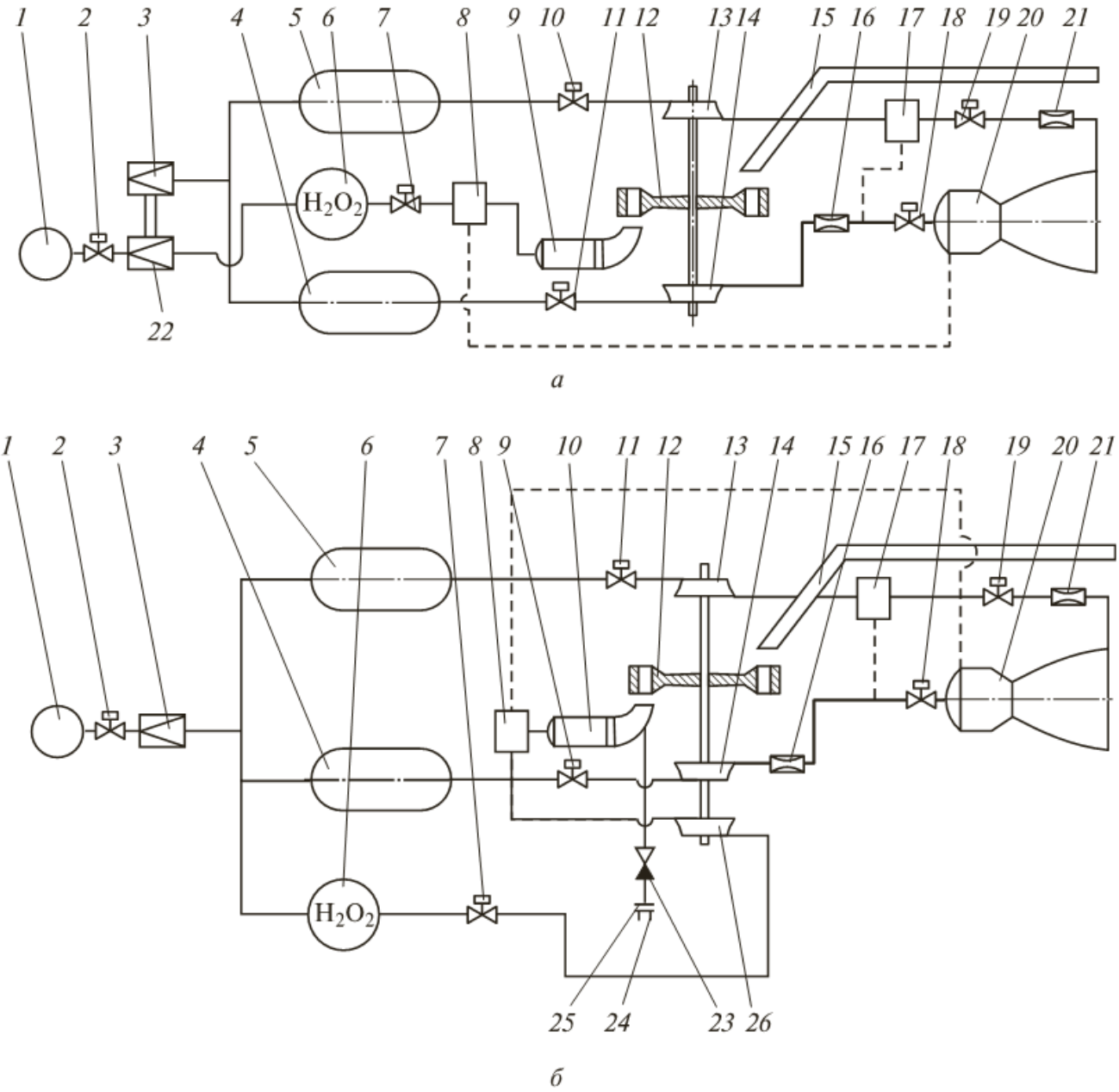


Рис. 6.4. Обобщенные схемы систем подачи с ПГГ:

а — вытеснительная подача перекиси; *б* — насосная подача перекиси;

1 — воздушный (или газовый) аккумулятор давления; *2* — отсечной клапан; *3* — редуктор наддува; *4* — бак окислителя; *5* — бак горючего; *6* — бак перекиси; *7* — отсечной клапан перекиси; *8* — регулятор давления в камере; *9* — ПГГ; *10*, *11*, *18*, *19* — отсечные клапаны; *12* — турбина; *13* — насос горючего; *14* — насос окислителя; *15* — выхлопной патрубок; *16*, *21* — дроссели; *17* — регулятор соотношения компонентов; *20* — камера; *22* — редуктор подачи; *23* — обратный клапан; *24* — магистраль подачи газа от наземной системы запуска; *25* — разъем; *26* — насос перекиси; – – – – — магистраль задающего давления

Привод турбины продуктами сгорания пороха, образующимися в пороховом аккумуляторе давления (ПАД), используется только для запуска ТНА.

Основные элементы двигательной установки с ТНА

На рис. 6.3 и 6.4 показаны обобщенные типовые схемы двигательных установок, имеющих турбонасосную систему подачи с ЖГГ или ПГГ. Указанные схемы не принадлежат какому-либо определенному двигателю и приведены

для того, чтобы показать разнообразные способы подачи рабочего тела в газогенератор и основные элементы установки, обеспечивающие ее нормальную работу.

В зависимости от назначения двигательной установки может отпасть необходимость в некоторых системах или агрегатах и могут быть применены другие способы обеспечения работы того или иного агрегата установки, однако в двигательной установке с ТНА всегда должны быть предусмотрены следующие системы:

— запуска и останова;
— наддува баков;
— обеспечения заданного режима работы;
— заправки и слива компонентов.

Кроме того, в некоторых случаях необходимо предусмотреть дополнительные системы, обеспечивающие выполнение специальных задач, например переход с одного режима работы на другой, работа установки при выходе из строя одной из камер, управление направлением вектора тяги, уменьшение импульса последействия и т. д.

Необходимый режим работы каждой системы и их совместная работа обеспечивается системой управления и регулирования ЖРД.

Рассмотрим основные из указанных систем.

Системы запуска и останова

Системы, обеспечивающие запуск и останов ЖРД, в общем случае включают в себя:

а) системы подготовки установки к запуску (продувки, захолаживания, подачи пусковых компонентов и т. д.);

б) систему агрегатов, обеспечивающих запуск и останов (пусковые устройства — стартеры, клапаны включения и отсечки подачи топлива, мембраны и т. д.);

в) разветвленную сеть различных блокировок, обеспечивающих определенную последовательность срабатывания агрегатов.

Устройство системы запуска и останова определяется принятым способом раскрутки ТНА при запуске. В различных установках используются следующие основные способы раскрутки ТНА.

1. Раскрутка ТНА с помощью *пускового порохового аккумулятора давления* (порохового стартера). При этом для запуска ТНА электрической искрой поджигают пиропатроны, воспламеняющие порох в пусковом ПАД *21* (см. рис. 6.3). Продукты сгорания пороха из ПАД поступают на лопатки турбины *7*, в результате чего и происходит раскрутка ТНА.

Преимущество способа состоит в сравнительной простоте пускового устройства и в его надежности. Способ удобен при одноразовом запуске; при необходимости многократного включения использовать пусковой ПАД сложно, хотя известны системы, в которых пусковой ПАД обеспечивает двухкратный запуск.

2. Раскрутка ТНА от *наземной стартовой системы*. При этом от наземной системы *24* (рис. 6.4, *б*) подается сжатый газ или продукты сгорания газогенератора, которыми и производится раскрутка ТНА.

Преимущество способа состоит в том, что при нем пусковая система не является бортовой системой ракеты, т. е. не увеличивает массы установки, а недостаток — в том, что он пригоден только при однократном запуске. Кроме того, при этом способе должен быть обеспечен автоматический разъем пневматической системы подачи рабочего тела от наземной установки на турбину.

3. Для раскрутки ТНА в некоторых случаях используют также специальные *пусковые газогенераторы* (ЖГГ или ПГГ), имеющие свою вытеснительную систему подачи компонентов. Применение пусковых газогенераторов удобно при необходимости многократного запуска двигательной установки.

4. Для обеспечения многократного запуска применяются также системы со специальными *пусковыми бачками*. При этом в качестве пускового может использоваться основной газогенератор. Пример такой системы многократного запуска приведен на схеме, показанной на рис. 6.5.

По команде «Запуск» в пусковые бачки *8* и *11* из баллонов *13* подается сжатый азот, который оказывает давление на поршни *12*, снабженные пружинами. Поршни, в свою очередь, оказывают давление на гибкие диафрагмы внутри пусковых бачков, вытесняя компоненты топлива. Клапаны *10* открываются, компоненты поступают в ЖГГ *5*, и оттуда продукты сгорания поступают на турбину *3* турбонасосного агрегата. Турбина вращает насосы ТНА *1* и *2*, которые подают основные компоненты в двигатель *6* и в ЖГГ. При этом часть

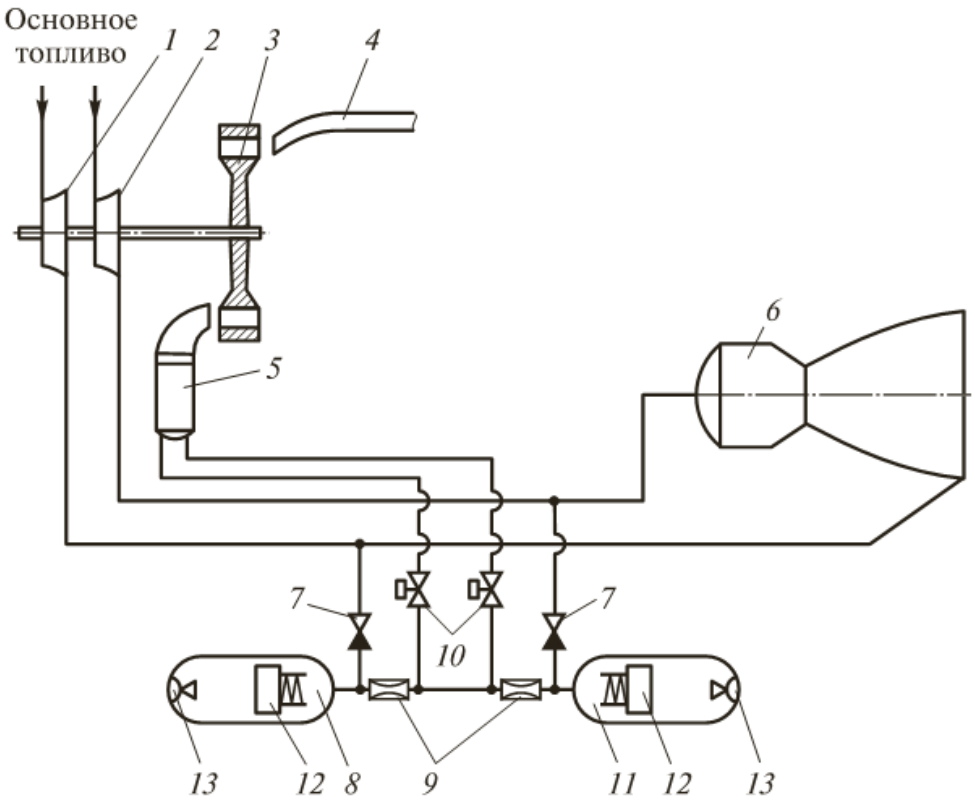


Рис. 6.5. Схема установки, обеспечивающей многократный запуск:
1 — насос окислителя; *2* — насос горючего; *3* — турбина; *4* — выхлопной патрубок; *5* — ЖГГ; *6* — камера двигателя; *7* — обратные клапаны; *8* — пусковой бачок окислителя; *9* — дроссельные шайбы; *10* — пуско-отсечные клапаны; *11* — пусковой бачок горючего; *12* — поршень; *13* — баллон со сжатым азотом

компонентов направляется в пусковые бачки *11* и нагнетается в них, пока гибкие диафрагмы и поршни не займут первоначальное положение. После этого пусковые бачки готовы к очередному запуску двигателя. Все перечисленные операции после подачи команды на запуск совершаются автоматически.

Останов двигателя производится закрытием клапанов *10*.

Если на борту ракеты имеется сжатый газ, то возможна раскрутка ТНА *сжатым газом*. При этом сжатый газ (например, гелий) подается из аккумулятора давления на лопатки турбины. В двигательных установках баллистических ракет раскрутка ТНА может также производиться за счет *гидравлического напора жидкости* в баках и входном трубопроводе.

Система принудительного останова двигателя должна обеспечивать целесообразный для данных компонентов порядок закрытия клапанов, а также меры, снижающие импульс последействия (см. § 5.5). В некоторых двигательных установках (например, ЖРД для ЗУР или некоторых метеорологических ракет) специальная система останова может не предусматриваться, так что двигатель работает до полной выработки компонентов из баков.

Системы наддува баков

Наддув баков применяется для обеспечения бескавитационной работы насосов, а также для получения необходимой устойчивости оболочки баков. Давление наддува бака определяется из условия бескавитационной работы насоса, т. е. получения необходимого давления на входе в насос $p_{\text{вх.необ}}$.

Давление жидкости на входе в насос $p_{\text{вх}}$ (или напор на входе $H_{\text{вх}} = p_{\text{вх}} / \rho$) складывается из давления столба жидкости $p_{\text{ст}}$ и абсолютного давления в баке над свободной поверхностью жидкости $p_{\text{б}}$. Учитывая потери давления $\Delta p_{\text{вх}}$ в трубопроводах и арматуре, расположенной на пути от бака до насоса, получим

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{б}} + p_{\text{ст}} - \Delta p_{\text{вх}}, \quad H_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{б}}}{\rho} + h_0 g - \frac{\Delta p_{\text{вх}}}{\rho}. \tag{6.1}$$

Для неподвижной ракеты $p_{\text{ст}} = \rho g h_0$, где h_0 — начальная высота столба жидкости (м); g — ускорение свободного падения.

Для двигателей ракет характерно такое взаимное расположение баков и насосов (рис. 6.6), когда баки компонентов топлива находятся выше двигателя. Для самолетных ЖРД баки могут быть расположены и ниже насоса. В этом случае величина $p_{\text{ст}}$ будет отрицательной.

Для различных компонентов величины $p_{\text{ст}}$ получаются различными. При полете ракеты с действующим двигателем давление столба жидкости будет переменным. С одной стороны, за счет выработки компонентов из баков уменьшается высота столба h; с другой стороны, ракета при работающем двигателе всегда движется с осевым ускорением a_x. При этом ось ракеты может быть наклонена к горизонту под углом φ (рис. 6.6, *а*).

Тогда общая сила, действующая на основание столба жидкости высотой h, определяется по формуле

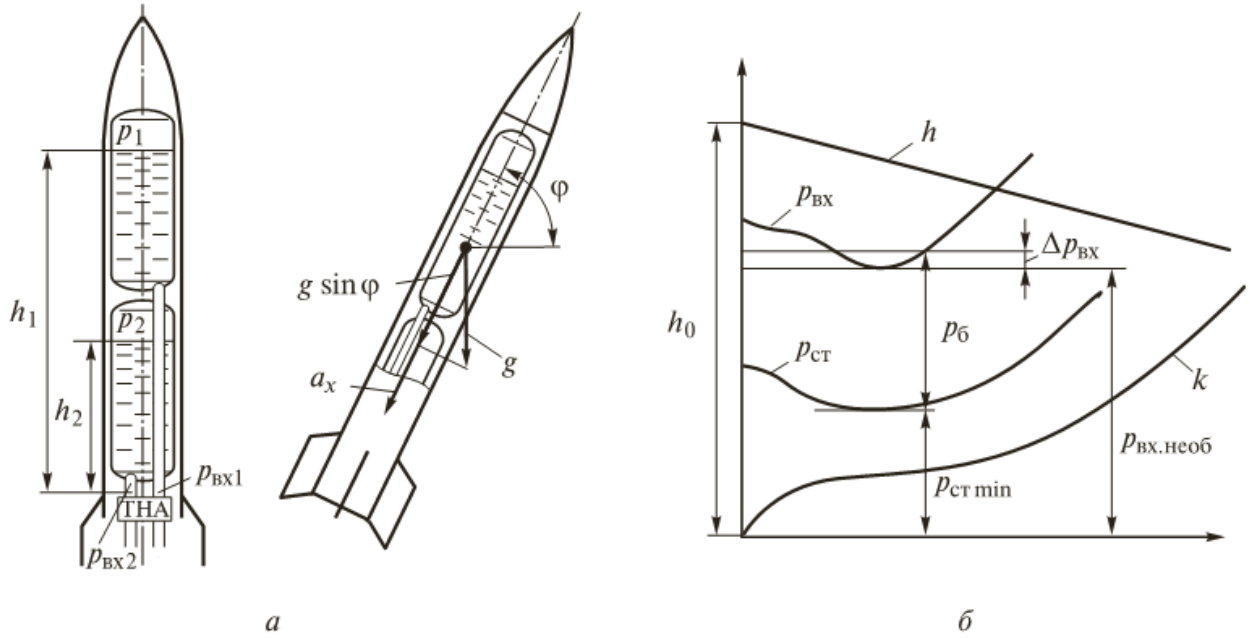
$$p_{\text{ст}} = \rho g h \frac{a_x}{g} + \rho g h \sin\varphi,$$

или, после преобразований, по формуле

$$p_{ст} = \rho g h\left(\frac{a_x}{g} + \sin\varphi\right) = \rho g h\left(k + \sin\varphi\right), \tag{6.2}$$

где величина $k = a_x / g$ называется *осевой перегрузкой ракеты*.

Во время полета ракеты величины h и k изменяются примерно так, как показано на рис. 6.6, *б*. На закон изменения $p_{ст}$ будет влиять также изменение



а *б*

Рис. 6.6. К определению давления столба жидкости на входе в ТНА и необходимого наддува бака:
а — схема ракеты; *б* — напорные характеристики системы подачи

по времени угла наклона оси ракеты φ. Давление столба жидкости будет минимальным после запуска двигателя; оно оказывается меньше, чем давление в момент старта ракеты. Для определения $p_{ст\,min}$ необходимо иметь данные о законе движения ракеты по траектории. Если при расчете насоса по кавитации определена величина $p_{вх.необ}$, то потребное давление в баке $p_б$ должно быть таким, чтобы при минимальном давлении столба жидкости было обеспечено необходимое давление $p_{вх.необ}$, т. е.

$$p_б = p_{вх.необ} - p_{ст\,min} + \Delta p_{вх}. \tag{6.3}$$

Повышая давление наддува бака, можно увеличить допустимое число оборотов насоса. Однако при этом возрастают массы баков и всей системы наддува и масса затрачиваемого для этой цели газа. Поэтому увеличение числа оборотов насоса за счет повышения давления в баках возможно лишь в известных пределах.

Потери давления в магистрали от бака до насоса $\Delta p_{вх}$ определяют по обычным формулам гидравлического сопротивления. Обычно давление наддува баков находится в диапазоне 0,2…0,6 МПа.

Применяются следующие способы наддува баков.

Наддув газом из аккумулятора давления (см. рис. 6.4, *а*, *б*). Обычно для этой цели используют гелий, азот или воздух. Для уменьшения необходимого запаса газа иногда его подогревают перед подачей в бак.

Наддув парами компонентов (см. рис. 6.3). Такой способ рационален при работе двигателя на низкокипящих компонентах (одном или двух). При этом компонент поступает в испаритель *15* и из него — в бак.

В ряде случаев рационален *наддув с помощью жидкостного газогенератора* (агрегат *10* на рис. 6.3). При этом для предотвращения догорания вытесняющего газа ЖГГ работает с избытком компонента, находящегося в наддуваемом баке.

Баки ЖРД ракет, активный полет которых проходит в атмосфере (например, ЗУР), могут наддуваться за счет скоростного напора воздуха. При низкокипящих компонентах наддув баков может проводиться также парами компонента, находящегося в баке. Такие системы называют *самогенерирующими*.

Системы обеспечения заданного режима работы двигателя

Необходимый режим работы двигателя обеспечивается различного рода регуляторами. К основным из них относятся регулятор тяги (или давления в камере сгорания) по заданному режиму полета ракеты и регулятор (стабилизатор) соотношения расходов компонентов, подаваемых в камеру и в ЖГГ. Стабилизатор соотношения расходов компонентов предназначен для поддержания заданного режима работы камеры сгорания, а также заданных пределов температуры продуктов сгорания, образующихся в газогенераторе.

Иногда для поддержания постоянной тяги устанавливается регулятор постоянства давления в камере сгорания.

Для обеспечения заданного гидравлического сопротивления различных магистралей системы подачи, а следовательно, и заданного (при данном напоре) расхода компонентов при проливке системы подбираются дроссельные шайбы (жиклеры) (см., например, дроссели *9*, *13*, *24*, *25* на рис. 6.3).

6.3. Тяга и удельный импульс двигательной установки

При работе по открытой схеме *тяга двигателя* $P_{\text{дв}}$ складывается из двух составляющих: тяги P, создаваемой камерами двигателя, и дополнительной тяги $\Delta P_{\text{ТНА}}$, возникающей вследствие истечения из патрубков ТНА рабочего тела привода ТНА, т. е.

$$P_{\text{дв}} = P + \Delta P_{\text{ТНА}}. \tag{6.4}$$

Дополнительная тяга, создаваемая патрубками, очень невелика и обычно составляет 0,5…1,5 % от тяги двигателей.

Удельный импульс двигателя $I_{\text{у.дв}}$ определяется как отношение тяги установки к полному расходу компонентов, являющемуся суммой расхода компонентов $\dot{m}$, поступающих в камеру сгорания, и расхода компонентов $\dot{m}_{\text{ТНА}}$, затраченных на привод ТНА, т. е.

$$I_{\text{у.дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\dot{m} + \dot{m}_{\text{ТНА}}}. \tag{6.5}$$

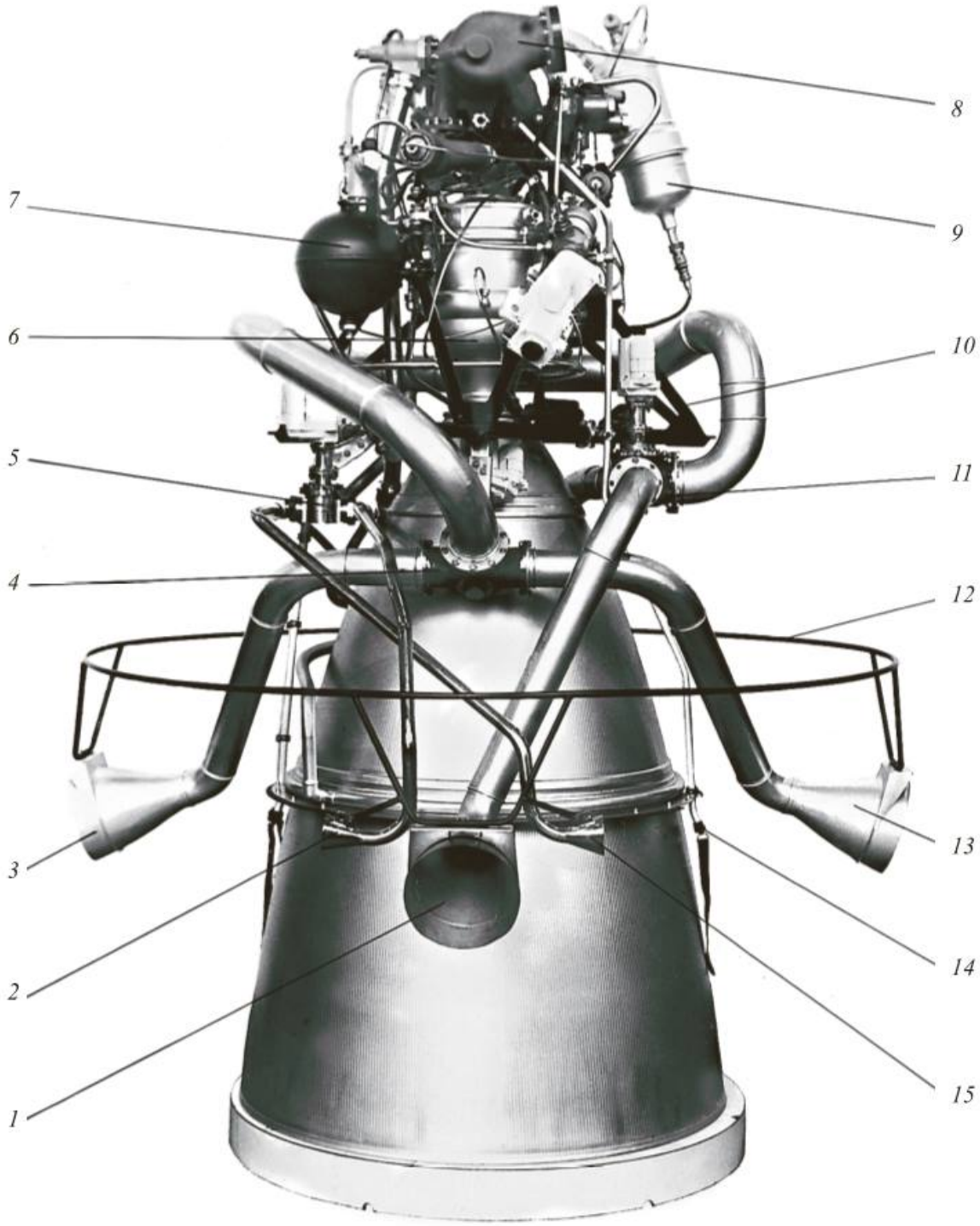


Рис. 6.7. ЖРД РД-119 «Космос»:
1 — рулевое сопло тангажа; *2*, *15* — рулевые сопла крена; *3*, *13* — рулевые сопла рыскания; *4*, *5*, *11* — газораспределители с электроприводами; *6* — камера; *7* — шар-баллон для сжатого воздуха; *8* — ТНА; *9* — ПГГ; *10* — рама; *12* — монтажное кольцо рулевой системы; *14* — съемная заглушка

Несмотря на то что в некоторых случаях выхлопные газы из ТНА используются для работы рулевых сопел (рис. 6.7), удельный импульс двигательной установки, работающей по схеме без дожигания, всегда меньше удельного импульса камер двигателей вследствие менее эффективного использования компонентов, расходуемых на привод ТНА. Дело в том, что температура и давление

рабочего тела в патрубках значительно меньше, чем в камере сгорания. Соответственно степень использования рабочего тела (т. е. удельный импульс патрубков или рулевых сопел) при получении добавки тяги $\Delta P_{\text{ТНА}}$ намного ниже, чем в камере сгорания ЖРД.

Таким образом, хотя патрубки дают некоторую дополнительную тягу $\Delta P_{\text{ТНА}}$, расходы при получении этой тяги непропорционально велики. При этом в зависимости от давления подачи и совершенства ТНА потери удельного импульса составляют 2…3 % от удельного импульса двигателей.

Пределы давления в камере сгорания двигателей без дожигания

Рассмотрим, как изменяется удельный импульс двигательной установки при увеличении давления в камере сгорания (рис. 6.8). Если при фиксированном давлении на срезе $p_{\text{а}}$ повышать давление в камере сгорания $p_{\text{к}}$, то удельный импульс камеры двигателя $I_{\text{у}}$ согласно уравнению характеристики (1.28) будет расти по кривой *1*. С ростом $p_{\text{к}}$ в камере будет увеличиваться и необходимое давление подачи, соответственно, будут расти необходимая мощность ТНА и расход рабочего тела для привода турбины. Согласно кривой *1* при высоких давлениях в камере сгорания увеличение удельного импульса с ростом давления невелико. В то же время расход рабочего тела на привод турбины ТНА будет расти пропорционально увеличению давления в камере (см. уравнения (8.51), (8.55)). Поскольку рост удельного импульса двигателей невелик (кривая *2*), начиная с какого-то давления $p_{\text{к}}^{\text{opt}}$ потери удельного импульса двигателя $\Delta I_{\text{у.дв}}$ за счет расхода компонента на привод ТНА будут выше, чем его прирост за счет увеличения тяги двигателей. Очевидно, что дальнейшее увеличение давления в камере сгорания не имеет смысла.

Величина $p_{\text{к}}^{\text{opt}}$ зависит от совершенства работы ТНА в целом, а также от вида дроссельной характеристики данного двигателя. Реальные значения $p_{\text{к}}^{\text{opt}}$ находятся в диапазоне 10…15 МПа. По мере улучшения КПД насосов и турбины увеличивается и $p_{\text{к}}^{\text{opt}}$, однако уже при давлениях, меньших $p_{\text{к}}^{\text{opt}}$, сильно возрастают преимущества установок с дожиганием (см. гл. VIII). Поэтому даже при весьма совершенном ТНА не всегда целесообразно разрабатывать двигательную установку без дожигания с высоким давлением в камере сгорания.

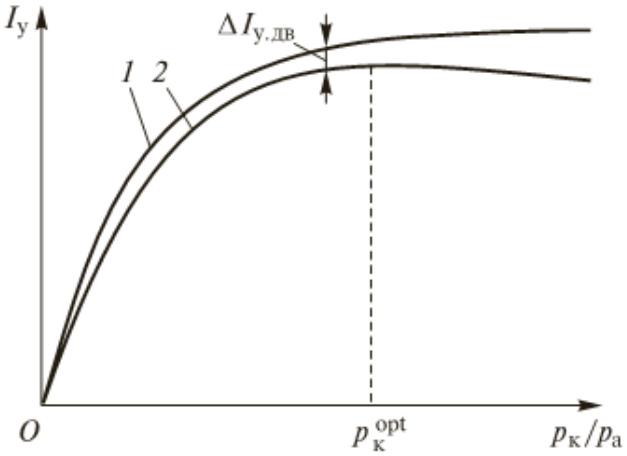


Рис. 6.8. Изменение $I_{\text{у.дв}}$ двигателя без дожигания с увеличением давления в камере сгорания

6.4. Топливные баки

В зависимости от способа подачи компонентов различают два основных типа баков.

Нагруженные баки, т. е. баки, которые при работе ЖРД находятся под высоким давлением подачи компонентов. Такие баки применяют при вытеснительных системах подачи.

Разгруженные баки, т. е. баки, не находящиеся под высоким давлением при работе ЖРД. Такие баки применяют при системах подачи с ТНА. Давление в разгруженных баках не превосходит 0,3…0,6 МПа и определяется условиями обеспечения устойчивости баков и бескавитационной работы насосов.

Поскольку баки составляют по своим размерам наибольшую часть ракеты, они часто используются в качестве силового элемента конструкции ракеты, воспринимающего усилия, действующие на нее. Такие баки называются *несущими баками*.

При проектировании баков стремятся обеспечить следующие основные требования.

1. Баки любой конструкции должны быть возможно легче. С уменьшением массы баков снижается масса ракеты и улучшаются ее технические характеристики (например, дальность полета при заданных стартовой массе и массе полезной нагрузки). Это требование особенно важно учитывать при проектировании ЖРД с нагруженными баками, так как масса их всегда составляет бóльшую часть массы конструкции всей ракеты.

Облегчение конструкции баков достигается использованием прочных и легких материалов, а также путем выбора наиболее рациональных конструкции и формы баков.

2. Баки должны быть коррозионностойкими. Это требование приобретает особую важность при работе ЖРД на агрессивных компонентах и в том случае, когда необходимо длительное хранение компонентов в баках.

3. Баки должны быть просты в изготовлении и удобны в эксплуатации. Технологический процесс производства баков должен исключать попадание частиц стружки в топливо.

Взаимное расположение и форма баков

На рис. 6.9 приведены различные схемы расположения баков. Взаимное расположение баков горючего и окислителя обычно определяется условиями центровки ракеты. В некоторых случаях при размещении баков учитывается также требование создания необходимого напора на входе в ТНА для обеспечения бескавитационной работы насосов.

Наиболее распространена схема *раздельного* расположения баков горючего и окислителя. При этом баки могут быть расположены последовательно (рис. 6.9, *а*), как в ракетоносителях «Зенит», «Атлас» и других, и в виде связки (рис. 6.9, *б*). Расположение баков в виде связки может быть целесообразно в двигательных установках очень большой тяги (РН «Ангара», «Протон»,

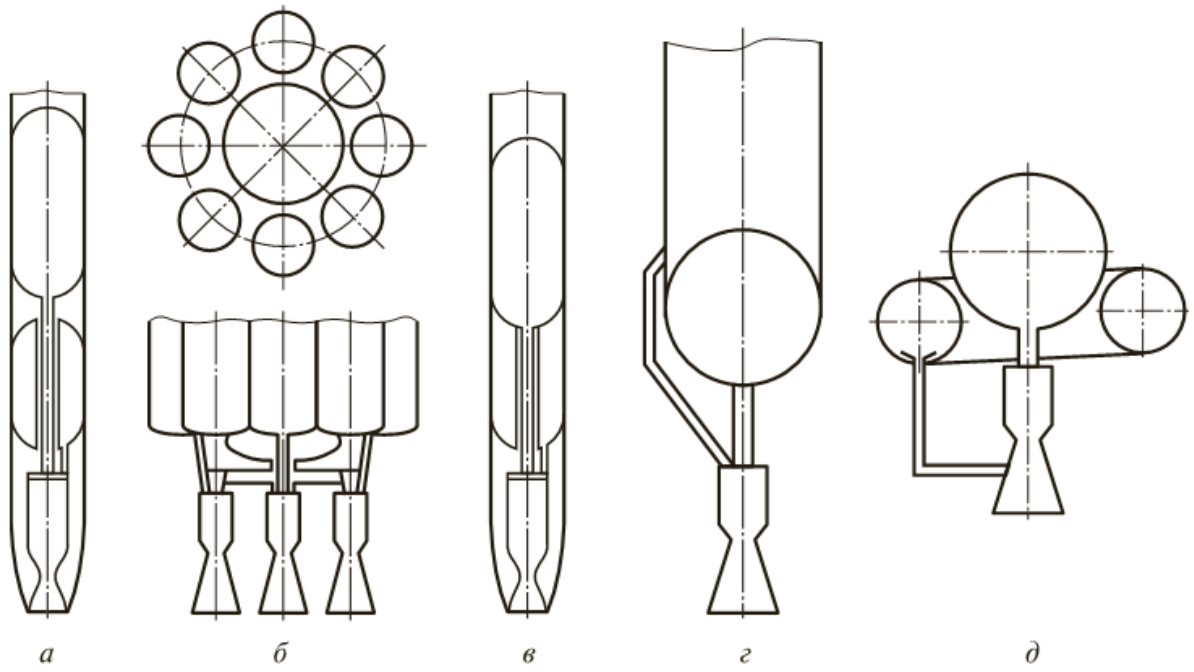


Рис. 6.9. Схемы расположения баков:
а, *б*, *д* — раздельное расположение; *в*, *г* — объединенное расположение

«Энергия») и при использовании многокамерных установок (РН «Союз»). Применяется также *объединенная* конструкция баков (рис. 6.9, *в*, *г*), что позволяет уменьшить общие размеры баковой части ракеты (например, «Рокот», «Днепр», Ariane-5 [4]).

Наиболее распространенной формой баков является *цилиндрическая*. Такая форма позволяет получить бак большого объема при сравнительно небольшом поперечном сечении. Баки *шаровой* формы имеют наименьшие площадь поверхности и массу. Нагруженные баки шаровой формы обладают наилучшими прочностными свойствами, вследствие чего применение их часто целесообразно в установках малой тяги с вытеснительной системой подачи (двигательных установках разгонных блоков и реактивных систем управления космическими летательными аппаратами). Шаровые баки находят также применение и в двигателях больших тяг, когда выигрыш в массе за счет формы бака существенный. Классическим примером являются баки I–III ступеней ракеты-носителя Н1. Такие баки удобны также при необходимости ослабления теплообмена.

Наряду с баками цилиндрической и шаровой формы в некоторых случаях по условиям компоновки всей ракеты целесообразно применение *чечевицеобразных* и *тороидальных* баков. Тороидальные баки (рис. 6.9, *д*) применяют на разгонных блоках, например ДМ, «Корвет».

Кроме рассмотренных простых форм баков, возможны и более сложные. Так, с целью лучшего использования объема ракеты применяют так называемые *утопленные* конструкции, например как в РН «Днепр», «Штиль-2» [4], в которых камера двигателя как бы «утоплена» в баковом объеме (см. вклейку, рис. 9).

Внутреннее устройство баков и схемы заборных устройств

Для обеспечения надежной работы двигательной установки и удобства эксплуатации в баках располагается целый ряд агрегатов и устройств, например,

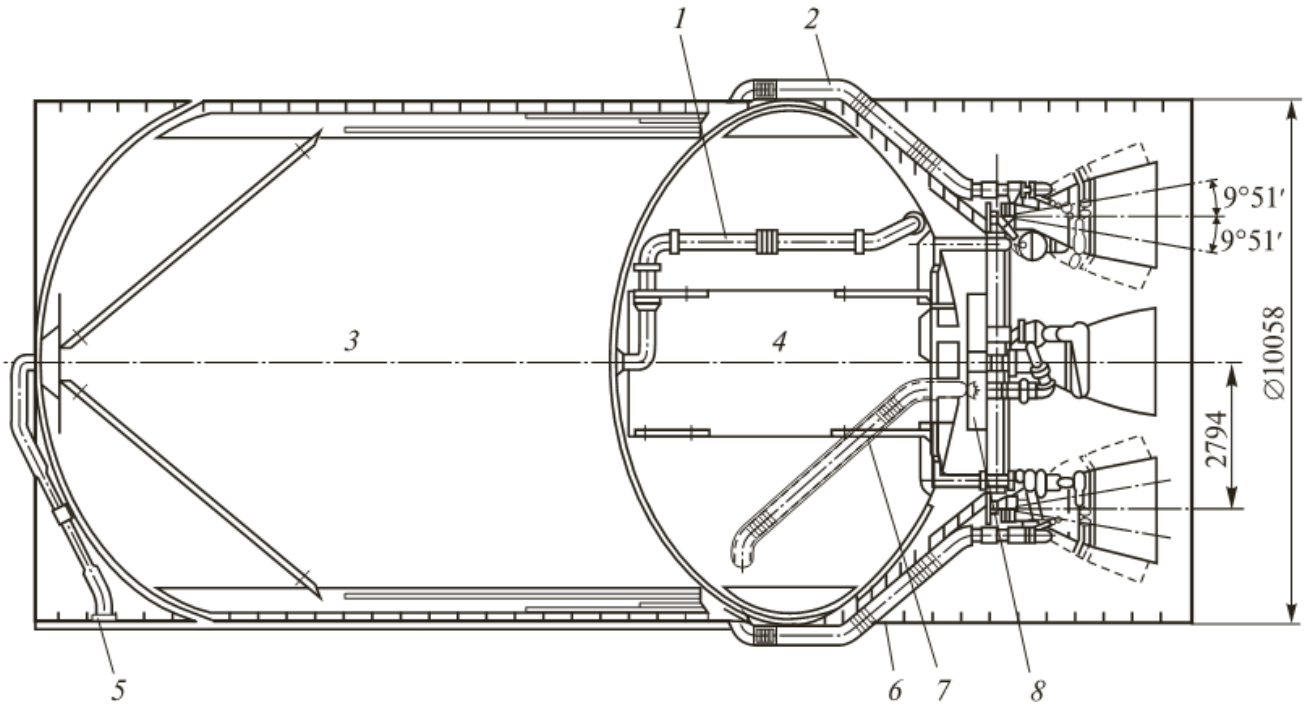


Рис. 6.10. Схема ракеты S-2:
1 — трубопровод отвода паров окислителя; *2* — трубопровод подачи горючего в периферийный двигатель; *3* — бак горючего (жидкий водород); *4* — бак окислителя (жидкий кислород); *5* — трубопровод отвода паров горючего; *6* — горловина для заправки и слива горючего; *7* — трубопровод подачи горючего в центральный двигатель; *8* — рама крепления центрального двигателя

обеспечивающих заправку и слив компонентов, для поддержания заданного уровня компонента (при применении низкокипящих компонентов), для гашения колебаний уровня компонентов в баках при маневре, для воронкогашения и др. В ряде случаев в конструкции бака предусматриваются специальные люки для осмотра и ремонта баков, туннельные трубы для размещения магистралей подачи второго компонента, трубопроводы для отвода паров компонента и наддува баков. Баки баллистических ракет большой емкости часто имеют каркас из стрингеров и шпангоутов или внутренние ребра, обеспечивающий достаточную жесткость и прочность конструкции. На рис. 6.10 приведено схематическое изображение двигательной установки ракеты S-2, где представлен ряд элементов внутреннего устройства баков объединенной конструкции.

Важнейшим элементом бака является устройство, обеспечивающее непрерывную подачу компонентов топлива из баков в камеру двигателя, так как перерыв в подаче топлива может привести к нарушению работы установки.

Непрерывность подачи компонентов в камеру двигателя может быть нарушена, во-первых, вследствие временного оголения заборного устройства в результате действия инерционных сил при маневре ракеты и, во-вторых, вследствие образования воронки на поверхности компонента у места входа его в заборное устройство. Причинами образования воронки являются повышенные скорости движения компонента у входа в заборное устройство по сравнению с его скоростями на периферии, а также неравномерность скоростей движения компонента вдоль оси бака (из-за загроможденности объема бака различной арматурой), вследствие чего компонент может приобретать

вращательное движение вокруг оси входа, способствующее более интенсивному воронкообразованию. Образование воронок на поверхности компонента возможно также вследствие действия струи входящего газа при вытеснительной системе подачи или при наддуве баков.

Особые требования к заборным устройствам предъявляются при работе двигательной установки в условиях невесомости. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, в условиях невесомости расположение жидкости в баке зависит главным образом от соотношения между силой поверхностного натяжения жидкости на границе раздела газ—жидкость и силой сцепления жидкости со стенкой. Если преобладает первое (как, например, у ртути), жидкость стремится отделиться от стенок и, приняв сферическую форму, плавать в баке. Если преобладает второе (как в случае жидкого кислорода или водорода), жидкость стремится смочить всю внутреннюю поверхность бака и газовая фаза оказывается в центральной части бака, окруженная жидкостью. В обоих случаях может произойти оголение заборного устройства и нарушение бесперебойной подачи.

Для предотвращения попадания газов из баков в ЖРД при запуске в условиях невесомости можно использовать капиллярные заборные устройства (КЗУ), конструкция и принцип действия которых изложены в монографии [30].

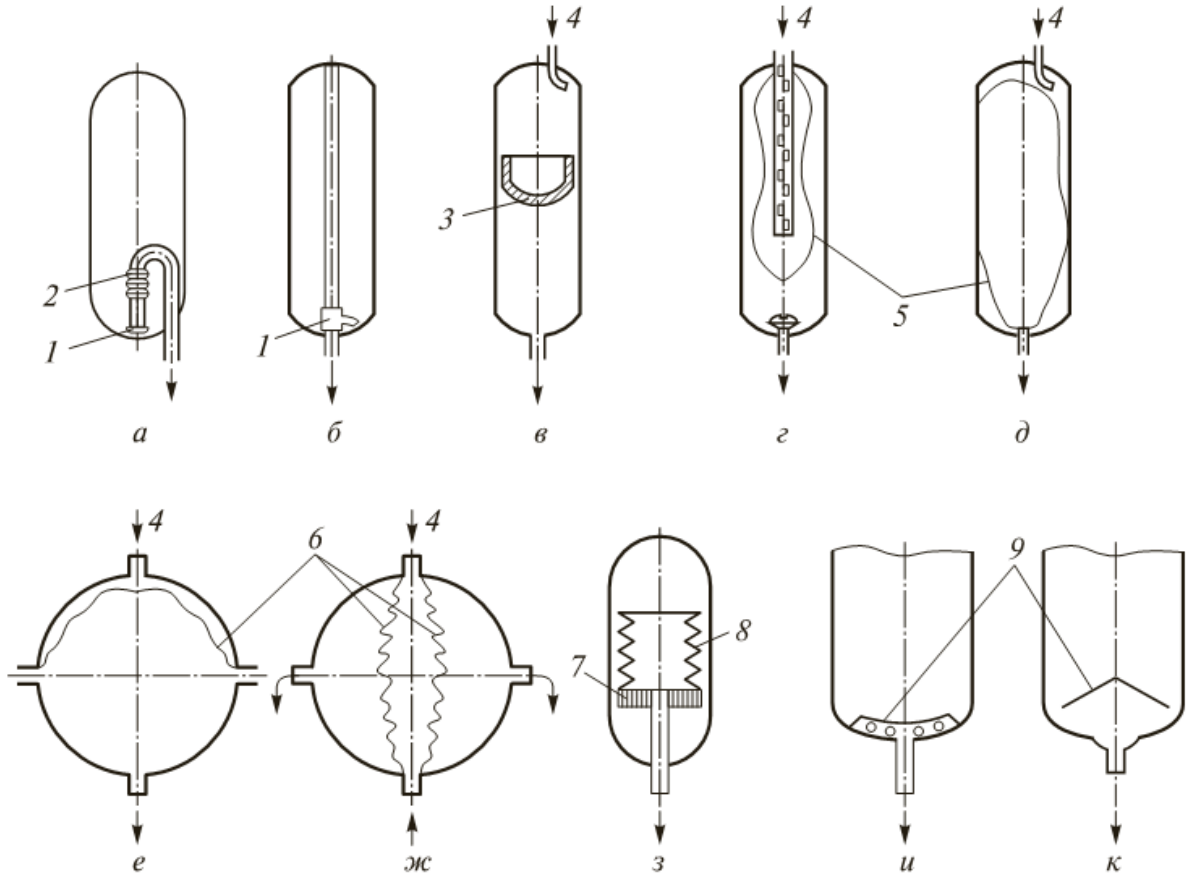


Рис. 6.11. Схемы заборных устройств для подачи компонентов:
а — качающийся заборник; *б* — вращающийся заборник; *в* — вытеснение поршнем; *г*, *д*, *е*, *ж* — подача с помощью эластичных мешков или диафрагм; *з* — бак с КЗУ; *и*, *к* — заборные устройства с воронкогасителями;
1 — заборник; *2* — сильфон; *3* — поршень; *4* — подвод газа; *5* — эластичный мешок; *6* — диафрагма; *7* — КЗУ; *8* — накопитель; *9* — воронкогаситель

На рис. 6.11 приведены схемы различных устройств, применяющихся для обеспечения бесперебойной подачи компонентов.

Устройства, представленные на рис. 6.11, *а*, *б*, имеют качающийся или вращающийся заборник, перемещающийся вместе с компонентами. Ребра на конце заборника способствуют увлечению заборника за перемещающейся жидкостью, а также являются воронкогасителями, препятствующими вращению жидкости. Такие заборные устройства наиболее рациональны при работе ЖРД в условиях возникновения боковых или отрицательных инерционных сил при маневре ракеты (например, ЗУР).

Устройства, представленные на схемах рис. 6.11, *в–з*, исключают попадание газа в систему подачи благодаря эластичным или металлическим оболочкам, отделяющим жидкий компонент от газа. Такие устройства могут быть использованы при работе установки с ЖРД в условиях невесомости, а также при возникновении отрицательных или боковых инерционных сил. При работе двигательной установки в условиях, не предполагающих резкого маневра ракеты (например, на баллистической ракете), для обеспечения бесперебойной подачи компонента часто достаточно установки воронкогасящих устройств, показанных на рис. 6.11, *и*, *к*.

Расчет объема баков

Полный свободный объем бака V складывается из следующих составляющих:

$$V = V_{\text{расч}} + V_{\text{гар}} + V_{\text{под}}, \tag{6.6}$$

где $V_{\text{расч}}$ — расчетный объем бака; $V_{\text{гар}}$ — объем гарантийного запаса компонента; $V_{\text{под}}$ — объем газовой подушки.

При определении геометрических размеров объема бака необходимо учитывать загромождение бака изнутри трубопроводами, заборными и туннельными трубами. Приведем определения составляющих полного объема.

Расчетный объем необходимого количества компонента $V_{\text{расч}}$. Поскольку секундный расход $\dot{m}$ и время работы ЖРД известны, то

$$V_{\text{расч}} = \frac{\dot{m}\tau_{\text{р}}}{\rho}, \tag{6.7}$$

где ρ — плотность компонента; $\tau_{\text{р}}$ — время работы двигателя с момента отрыва ракеты от стартовой установки до момента останова двигателя.

Объем гарантийного запаса компонента $V_{\text{гар}}$. В гарантийный запас входит количество компонента, расходуемое для работы двигателя на стартовой или пусковой установке от момента начала работы до момента взлета ракеты, и количество компонента, необходимое для обеспечения надежной работы ЖРД в завершающий период работы двигателя.

Время работы ЖРД на стартовой установке определяется, в основном, системой запуска двигателя. При пушечном запуске это время невелико и составляет десятые доли секунды; при ступенчатом запуске оно возрастает до нескольких секунд, поэтому при ступенчатом запуске двигателя нужен больший запас

компонента. Гарантийный запас необходим также для компенсации возможных отклонений действительных секундных расходов компонента от расчетных.

С учетом указанных выше факторов в зависимости от способа запуска двигателя и маневренности ракеты величина $V_{\text{гар}}$ может быть принята равной 2…5 % от $V_{\text{расч}}$.

Объем газовой подушки $V_{\text{под}}$. Газовая подушка необходима для того, чтобы при увеличении температуры компонента во время хранения заправленной ракеты не происходило чрезмерного повышения давления в баках. При вытеснительной системе подачи газовая подушка также является демпфером, смягчающим процесс запуска. Кроме того, газовая подушка необходима, чтобы обеспечить пространство в случае выделения газов, растворенных в компоненте, или его продуктов разложения.

Объем газовой подушки определяют исходя из условия, чтобы при наибольшей, заданной техническими условиями рабочей температуре $T_{\max}$ давление в баках не превышало заданного $p_{\text{б max}}$. Давление $p_{\text{б max}}$ определяется конструкцией баков ракеты и особенностями гидравлической системы подачи. При вытеснительной подаче величина $p_{\text{б max}}$ не должна превышать давления разрыва мембран, так как иначе может произойти самопроизвольный запуск. При насосной подаче (разгруженные баки) давление $p_{\text{б max}}$ определяется давлением наддува баков. Обычно величину $p_{\text{б max}}$ полагают равной 0,5…1 МПа.

Зная $p_{\text{б max}}$, объем газовой подушки $V_{\text{под}}$ определяют из следующих соображений.

При заправке баков уравнение состояния газов для газовой подушки имеет вид

$$p_0 V_{\text{под}} = MRT_0, \tag{6.8}$$

где p_0 и T_0 — давление и температура окружающей среды при заправке; M — масса газа; R — газовая постоянная газа в подушке.

С увеличением температуры до $T_{\max}$ давление в газовой подушке возрастает, объем газовой подушки при этом уменьшается на величину $\Delta V_{\text{под}}$ за счет увеличения начального объема компонента в баке при нагреве:

$$\Delta V_{\text{под}} = V_{\text{комп}} \beta (T_{\max} - T_0), \tag{6.9}$$

где β — коэффициент объемного расширения компонента (табл. 6.1).

Уравнение состояния газов при наибольшей температуре имеет вид

$$p_{\text{б max}} (V_{\text{под}} - \Delta V_{\text{под}}) = MRT_{\max}. \tag{6.10}$$

Подставляя в это выражение значения M и $\Delta V_{\text{под}}$ из уравнений (6.8) и (6.9), получим

$$p_{\text{б max}} \left[V_{\text{под}} - V_{\text{комп}} \beta \left(T_{\max} - T_0 \right) \right] = \frac{p_0 V_{\text{под}}}{RT_0} RT_{\max},$$

откуда после сокращений и преобразований имеем

$$V_{\text{под}} = \frac{V_{\text{комп}} \beta \left(T_{\max} - T_0 \right)}{1 - \dfrac{p_0 T_{\max}}{p_{\text{б max}} T_0}}. \tag{6.11}$$

Таблица 6.1

Значения коэффициента объемного расширения β для различных жидкостей при 288 К

Жидкость	$\beta \cdot 10^4$, K^{-1}	Жидкость	$\beta \cdot 10^4$, K^{-1}
Азотная кислота 100%-ная	12,4	Перекись водорода	10,7
Анилин	2,58	Серная кислота	5
Бензин	12,4	Скипидар	9,4
Керосин	9…10	Этиловый спирт 96%-ный	10,4
Метиловый спирт	12,2	Этиловый спирт 50%-ный	7,4

6.5. Арматура системы подачи

К арматуре системы подачи, обеспечивающей нормальную работу и заданные режимы работы двигательной установки, относятся пусковые, отсечные и регулирующие клапаны различных видов, реле, заборные, заправочные и сливные устройства баков, дроссельные шайбы, трубопроводы. Арматура каждой двигательной установки имеет свои особенности, определяемые назначением установки и специальными требованиями, предъявляемыми к ней. Из широкого многообразия различных конструкций агрегатов арматуры рассмотрим примеры некоторых из них.

Пусковые и отсечные клапаны и устройства

Назначение пусковых и отсечных клапанов и устройств — управлять запуском и остановом двигательной установки. Усилие, необходимое для открытия или закрытия клапана, может быть создано с помощью пневматической или гидравлической системы, электромагнита или пиропатрона.

На рис. 6.12, *а* показан *пневмоклапан*. В корпус *4* запрессовано седло *5* с уплотняющей прокладкой *6*. Клапан *7* прижимается к седлу пружиной *3* и давлением компонента. Клапан открывается при подаче на поршень *2* управляющего давления через штуцер *1*. Утечка управляющего газа предупреждается уплотнением *10*, а дренирование газа из полости под поршнем происходит через отверстие в корпусе. Уплотнение *9* препятствует утечке компонента в полость под поршнем. Закрывается клапан под действием пружины *3* при сбрасывании давления управляющего газа в полости над поршнем *2*.

На рис. 6.12, *б* показан отсечной *пироклапан*. При срабатывании пиропатрона, установленного в штуцере *13*, пороховые газы прорывают мембрану *12* и давят на хвостовик клапана *7*. Под давлением газа штифт *11* срезается, клапан перемещается вперед и заклинивается в седле клапана *5*, перекрывая проходное сечение.

На рис. 6.13 показан пироклапан подачи газа высокого давления. При срабатывании пиропатрона, установленного в штуцере *10*, пороховые газы оказывают давление на поршень *7*. Заплечик штока *4*, зажатый между корпусом *2*

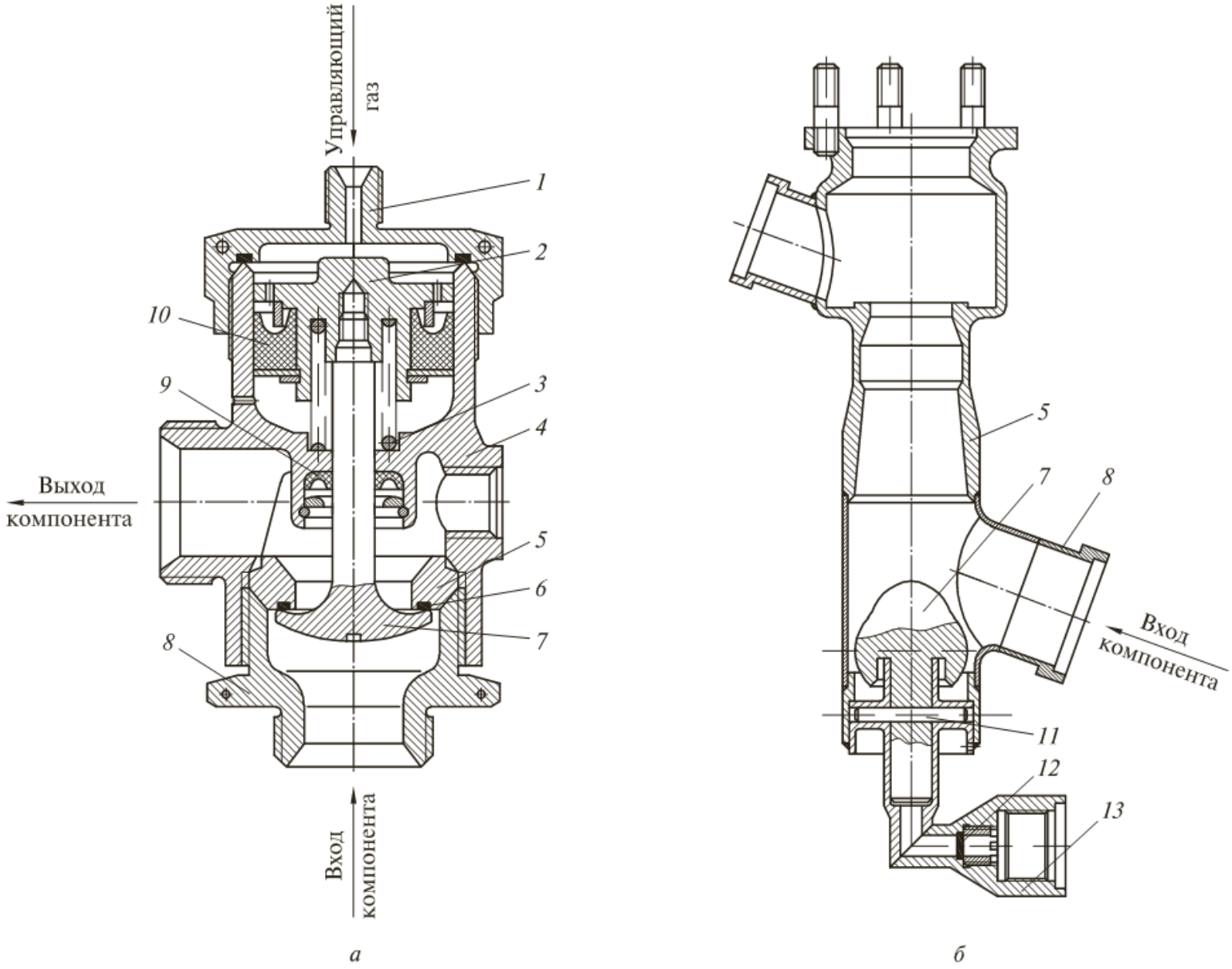


Рис. 6.12. Отсечные клапаны:
а — пневмоклапан; *б* — пироклапан;
1 — штуцер; *2* — поршень; *3* — пружина; *4* — корпус; *5* — седло; *6* — уплотняющая прокладка седла; *7* — клапан; *8* — входной штуцер; *9*, *10* — уплотнения; *11* — штифт; *12* — мембрана; *13* — штуцер для пиропатрона

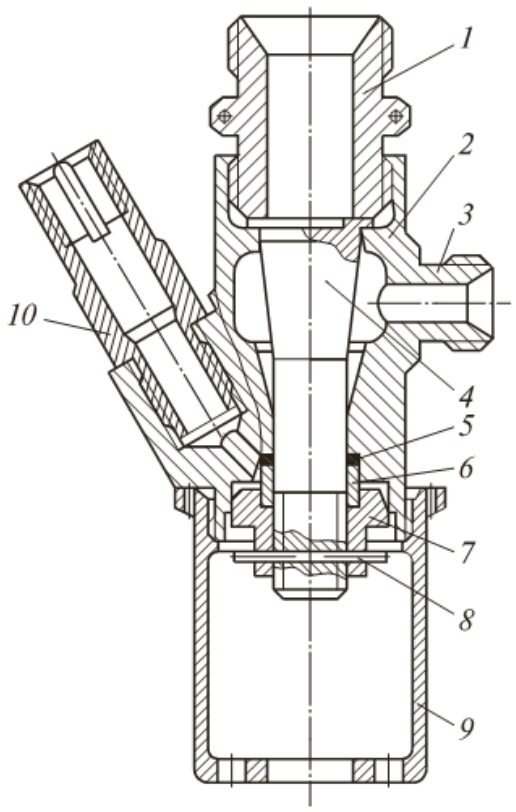


Рис. 6.13. Пироклапан:
1 — входной штуцер; *2* — корпус; *3* — выходной штуцер; *4* — шток; *5*, *6* — уплотнения; *7* — поршень; *8* — штифт; *9* — стакан; *10* — штуцер для пиропатрона

и входным штуцером *1*, срезается, шток перемещается и заклинивается в корпусе, открывая доступ газа в выходной штуцер *3*.

В системах подачи ЖРД встречаются также сдвоенные или строенные клапаны, в которых один поршень открывает два или три клапана на линиях различных компонентов или на параллельных линиях одного компонента. Передача движения от поршня к клапанам в этом случае происходит с помощью качающихся рычагов.

На рис. 6.14 приведен пример отсечного управляющего клапана с *электромагнитным* приводом. Такие клапаны часто называют просто ЭПК (электропневмоклапан). Он состоит из корпуса, в который ввернут входной штуцер *1*, подводящий к клапану соответствующий компонент. Под действием давления компонента и усилия пружины *2* нижний клапан *3* поднимается вверх. При этом уплотняющий поясок *4* клапана садится на седло и перекрывает выход компонента. Одновременно посредством штока *5* поднимается верхний клапан *7*, который сообщает выходной штуцер *6* и идущую за ним систему трубопроводов с атмосферой через дренажное отверстие *8*. Для включения подачи компонента ток подается в обмотку катушки электромагнита *9*. При этом якорь *10* притягивается к ярму *11*, и через шток *12* усилие передается на верхний клапан *7*, который, опускаясь на свое седло, разобщает линию подачи компонента с дренажным отверстием *8*. Одновременно с помощью штока *5* нижний клапан *3* опускается и открывает доступ компонента в выходной штуцер, а затем в соответствующую магистраль. Выключение катушки электромагнита приводит клапан в исходное положение. Обычно такой электромагнитный клапан с дренажем используется как клапан подачи газа для управления сервопоршнями других клапанов.

В двигательных установках одноразового действия в качестве запорных агрегатов применяются различного рода *мембранные* устройства. При этом доступ компонента в камеру двигателя открывается после разрыва мембраны. Различают мембраны *свободного* и *принудительного* прорыва. Разрыв мембраны свободного прорыва происходит по достижении в трубопроводе заданного давления.

На рис. 6.15, *а* показана мембрана свободного прорыва с кольцевым ослаблением сечения в виде насечки. При высоких давлениях мембрана рвется именно по этой насечке, так как здесь сопротивление мембраны наименьшее. После разрыва мембраны по насечке ее лепесток отгибается, открывая проход

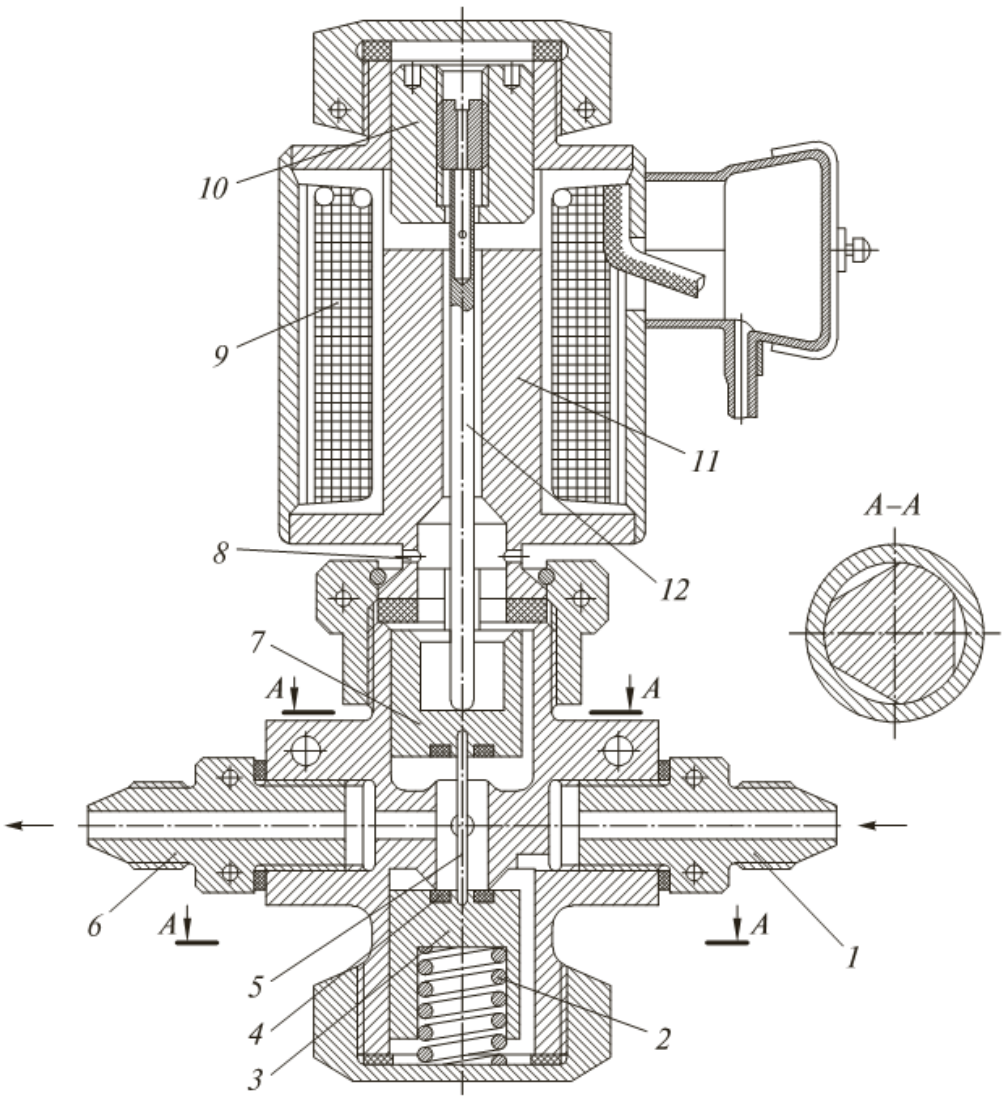


Рис. 6.14. Отсечной клапан с электромагнитным приводом:
1 — входной штуцер; *2* — пружина; *3* — нижний клапан; *4* — уплотняющий поясок; *5* — шток; *6* — выходной штуцер; *7* — верхний клапан; *8* — дренаж; *9* — электромагнит; *10* — якорь; *11* — ярмо электромагнита; *12* — шток

жидкости. На рис. 6.15, *б* показана такая же мембрана с крестообразной насечкой. Под действием давления мембрана рвется по насечке и отгибается в виде лепестков.

Мембрана на нужное давление разрыва обычно подбирается, так как усилие, разрывающее тонкий материал мембраны, в значительной мере зависит от допуска на толщину насечки. В мембранных запорных устройствах принудительного прорыва разрыв мембраны осуществляется с помощью специального ножевого устройства или подрывного пиропатрона. Мембранные устройства принудительного прорыва значительно сложнее мембран свободного прорыва и в изготовлении, и в использовании. Однако их большим преимуществом является срабатывание точно в заданный момент.

На рис. 6.16 показан пример мембранного клапана для открывания доступа компонента к двигателю в момент начала работы. Клапан срабатывает от давления газов, поступающих по штуцеру *4* в полость над диафрагмой *5*, которая под давлением газа прогибается и заставляет передвигаться нож *7*.

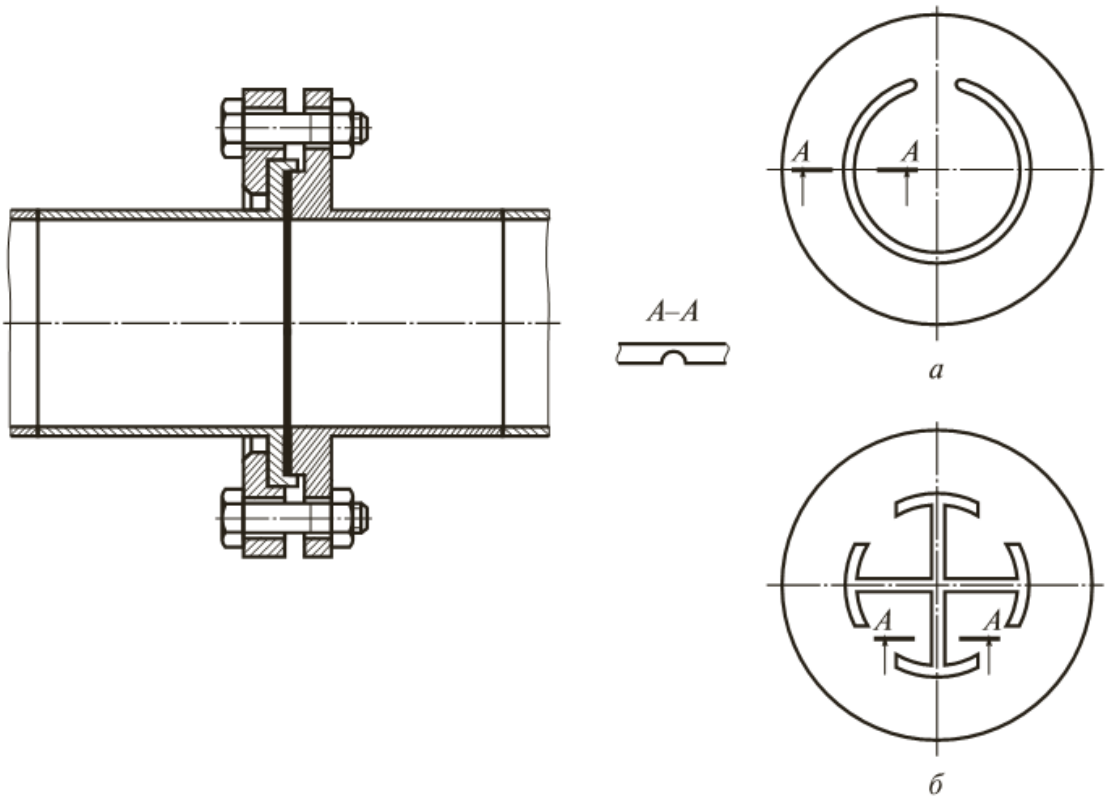


Рис. 6.15. Разрывные мембраны свободного прорыва:
а — кольцевая насечка; *б* — крестообразная насечка

Нож *7* срезает штифты *6* и прорезает мембрану *8* по заданному периметру. Под действием давления компонента мембрана отгибается и открывает доступ компонента.

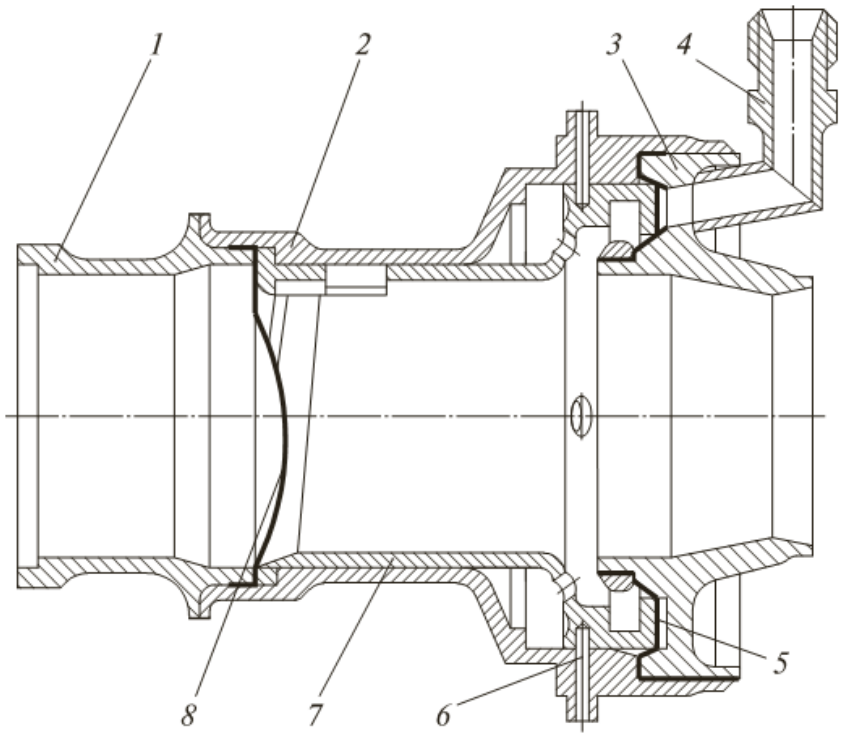


Рис. 6.16. Мембранный клапан:
1 — мембранный блок; *2* — корпус; *3* — крышка; *4* — штуцер; *5* — диафрагма; *6* — штифт; *7* — нож; *8* — мембрана

Регулирующие клапаны и дроссельные шайбы. Реле давления. Заправочная и сливная арматура

Как мы отмечали ранее, поддержание заданного режима работы установки обеспечивается с помощью различного рода дросселей и регулирующих клапанов. Сущность действия регулирующих клапанов состоит в изменении площади дроссельного сечения между клапаном и седлом клапана при нарушении режима подачи компонента или при поступлении соответствующей команды.

На рис. 6.17* приведен пример *регулятора постоянства давления* подачи компонента. Компонент поступает в клапан по штуцеру *7*, проходит через

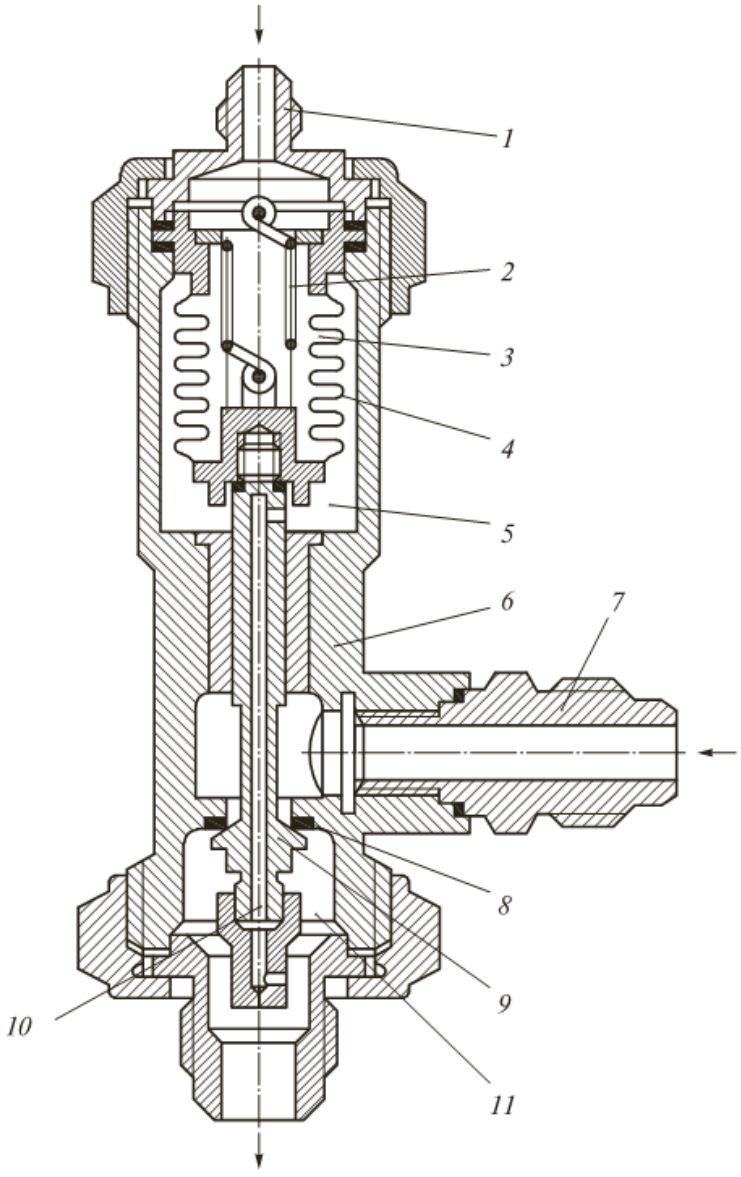


Рис. 6.17. Регулятор давления подачи:
1 — штуцер входа командного газа; *2* — пружина; *3* — полость сильфона; *4* — сильфон; *5* — полость; *6* — корпус; *7* — входной штуцер; *8* — седло клапана; *9* — клапан; *10* — канал; *11* — выходная полость

Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок. Под ред. Д.А. Ягодникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

дроссельное сечение между клапаном *9* и седлом клапана *8*, поступает в выходную полость *11*, откуда идет по назначению. Давление компонента в полости *11* определяется командным давлением, подаваемым по штуцеру *1* в полость сильфона *4*. Давление компонента из полости *11* по каналу *10* передается в полость *5*. Пружина *2*, сильфон *4* и площадь клапана подобраны таким образом, что при увеличении или уменьшении давления компонента в полости *11* изменяется соотношение сил, действующих на клапан *9*. При этом площадь дроссельного сечения между клапаном и седлом *8* соответственно уменьшается или увеличивается и в полости *11* восстанавливается заданное давление.

Регуляторы давления в общем случае конструктивно состоят из золотника и серводросселя.

Золотник (рис. 6.18) регулятора непрямого действия реагирует на изменение регулируемого давления $p_{рег}$ и изменяет давление $p_{зол}$ за счет дросселирования рабочего тела, подаваемого на вход золотника. В состав золотника входят:

- фильтр *1*, защищающий от загрязнения дросселирующее сечение;
- чувствительный элемент — сильфон *2*;
- тарели *3* и *10*;
- демпфер — пластина *4*;
- задающее устройство — пружина *5*;
- заглушка *6* (связь с атмосферой);
- регулировочный винт — пята *7*;
- сильфонный пакет *8*;
- исполнительный элемент в сборе — клапан *9*;
- седло *11*.

При работе золотника компонент топлива поступает в наконечник А золотника, проходит через фильтр *1* в полость Г, затем через дросселирующую щель между тарелью *10* и седлом *11* подается в полость Д, откуда поступает в управляющую полость серводросселя. Давление компонента топлива в полости Г действует на чувствительный элемент — сильфон *2*. Золотник настраивается на заданное давление изменением натяжения пружины *5* пятой *7*.

При рассогласовании регулируемого давления с давлением настройки золотника на сильфоне возникают силы, которые перемещают его и контактирующую с ним тарель *10*, изменяя размер дросселирующей щели золотника. При этом изменяется давление $p_{зол}$, действующее на серводроссель. Серводроссель будет перемещаться до тех пор, пока рассогласование регулируемого давления не уменьшится.

Серводроссель (рис. 6.19) реагирует на изменение давления $p_{зол}$, подаваемого от золотника, и дросселирует расход компонента топлива, подаваемого к потребителю.

В состав серводросселя входят:

- уплотнители сервопоршня — манжеты *1* и *2*;
- фильтр *4*, защищающий от загрязнения жиклер *5*;
- поршень *6*, осуществляющий перемещение профилированной иглы;
- силовая основа — корпус *7*;
- возвратная пружина *8*;
- стакан *9* с седлом.

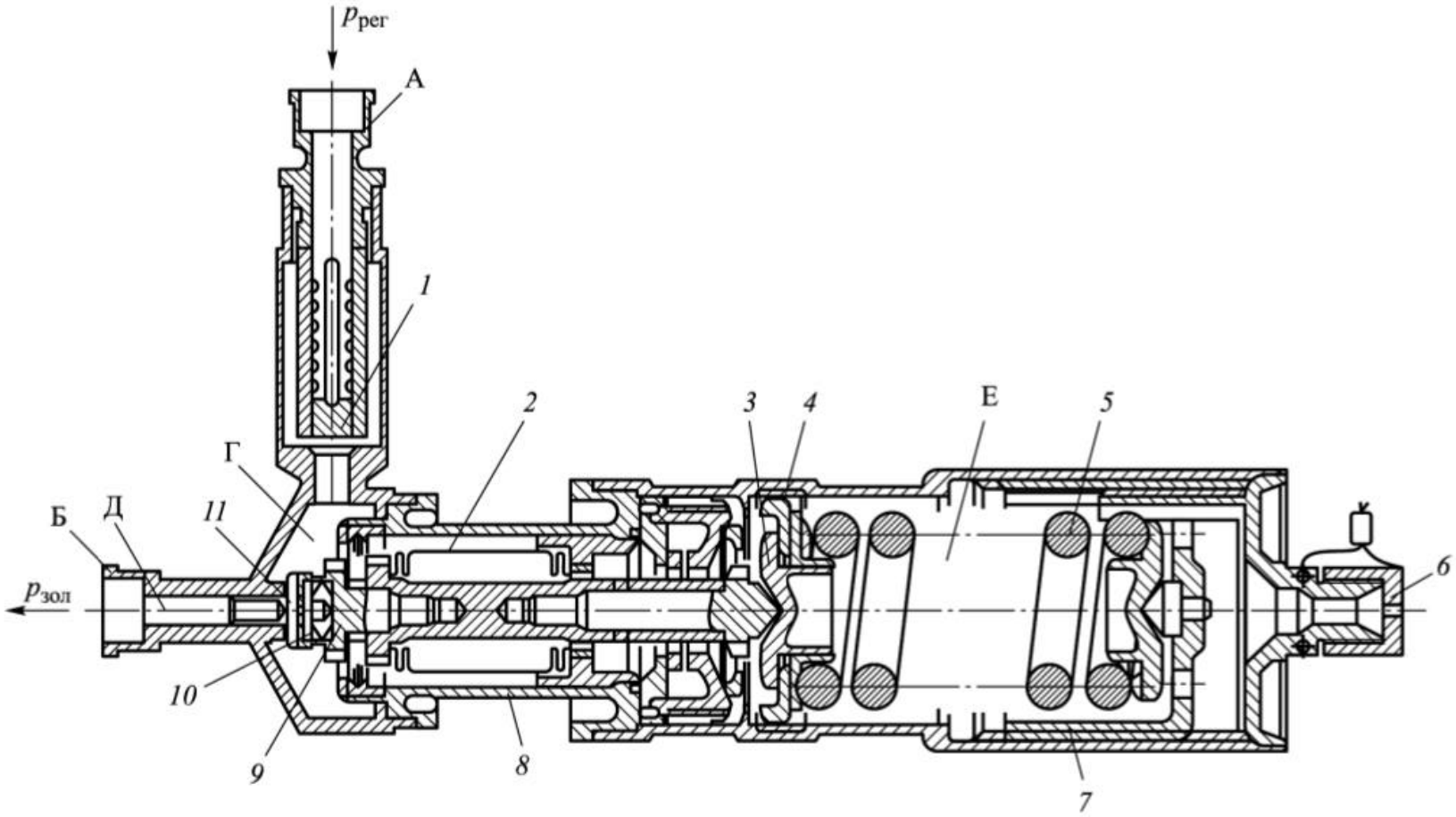


Рис. 6.18. Конструкция золотника:
1 — фильтр; *2* — сильфон; *3*, *10* — тарели; *4* — пластина; *5* — пружина; *6* — заглушка; *7* — пята; *8* — сильфонный пакет; *9* — клапан; *11* — седло; А, Б — наконечники; Г, Д, Е — полости

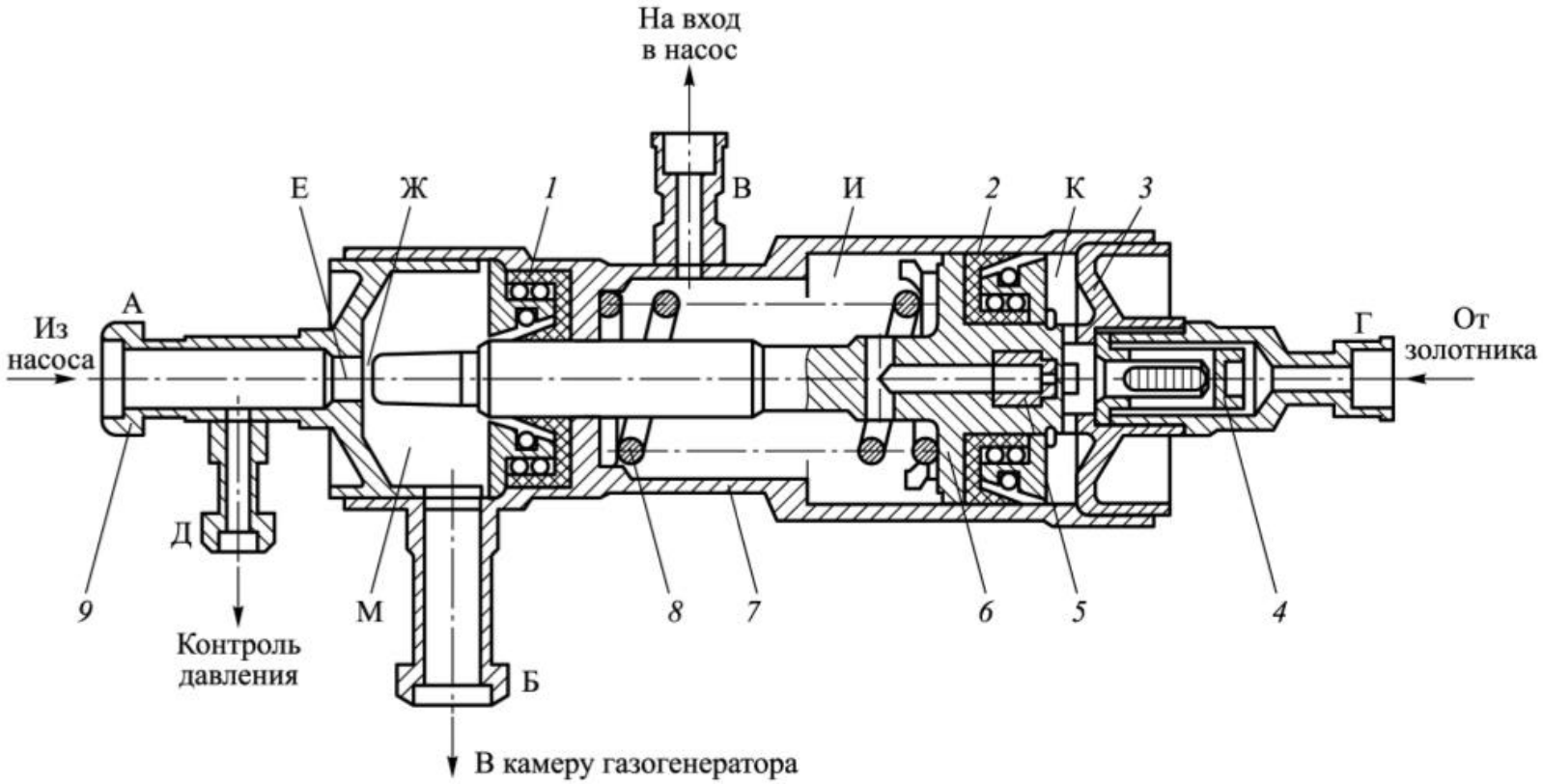


Рис. 6.19. Конструкция серводросселя:
1, *2* — манжетные уплотнения; *3* — крышка; *4* — фильтр; *5* — жиклер; *6* — поршень; *7* — корпус; *8* — пружина; *9* — стакан; А, Б, В, Г, Д — наконечники; Е, И, К, М — полости; Ж — дросселирующее сечение

При работе серводросселя компонент топлива поступает в наконечник А, проходит дросселирующее сечение Ж, затем попадает в полость М и через наконечник Б в камеру сгорания или газогенератор. Компонент под заданным давлением от золотника поступает в наконечник Г, проходит через фильтр *4* в полость К, воздействует на сервопоршень *6* и через жиклер *5* попадает в полость И, откуда через наконечник В перепускается на вход в насос.

Особенности конструкции золотника и серводросселя заключаются в следующем. Во-первых, регулятор спроектирован с механическим демпфером золотника и гидравлическим демпфером серводросселя, которые обеспечивают его динамическую устойчивость при работе ЖРД. Во-вторых, их конструкции являются цельносварными.

В ЖРД в некоторых случаях обеспечивают постоянный расход компонента топлива, поступающего в камеру сгорания, за счет поддержания постоянного перепада давления на мерном участке, например на сопле Вентури.

Золотник представлен на рис. 6.18, а серводроссель обычного типа — на рис. 6.19. Регулятор постоянного перепада давления, построенный по этому принципу, состоит из золотника и серводросселя (рис. 6.20).

В состав золотника входят:

- исполнительный элемент, образованный седлом *1* и клапаном *7*;
- фильтр *2*, защищающий от засорения;
- демпфер *3* — пластинчатая пружина;
- задающие пружины *4*, *5* (обеспечивают настройку);
- чувствительный элемент — сильфон *6*.

При работе регулятора компонент топлива поступает одновременно в штуцера (наконечники) А и Б: в наконечник А — со входа в трубу Вентури, а в наконечник Б — из узкого сечения сопла Вентури. Из наконечника А компонент топлива, воздействуя на сильфон *6*, проходит исполнительный элемент — клапан *7*, седло *1* и поступает в серводроссель. Компонент топлива, поступающий из наконечника Б, воздействует на сильфон *6* с другой стороны. На заданный перепад давления золотник настраивают путем изменения натяжения задающих пружин *4* и *5*.

При рассогласовании перепада давления с заданным на золотнике возникают силы, которые перемещают его исполнительный элемент *7*, в результате чего изменяется площадь дросселирующей щели золотника. При этом изменяется давление $p_{зол}$, действующее на сервопоршень. Игла поршня, изменяя расход компонента топлива к потребителю, будет перемещаться до тех пор, пока рассогласование перепада давления не уменьшится до допустимого значения.

Особенности конструкции регулятора заключаются в том, что его корпус выполнен цельносварным. Регулятор перепада давления спроектирован с механическим демпфером, обеспечивающим динамическую устойчивость при работе ЖРД.

Далее на рис. 6.25, *в* приведен пример установки сменной дроссельной шайбы (жиклера), используемой для обеспечения заданного гидравлического сопротивления магистрали. На рис. 6.21 показано *реле давления*. Оно предназначено для переключения электрических цепей при достижении

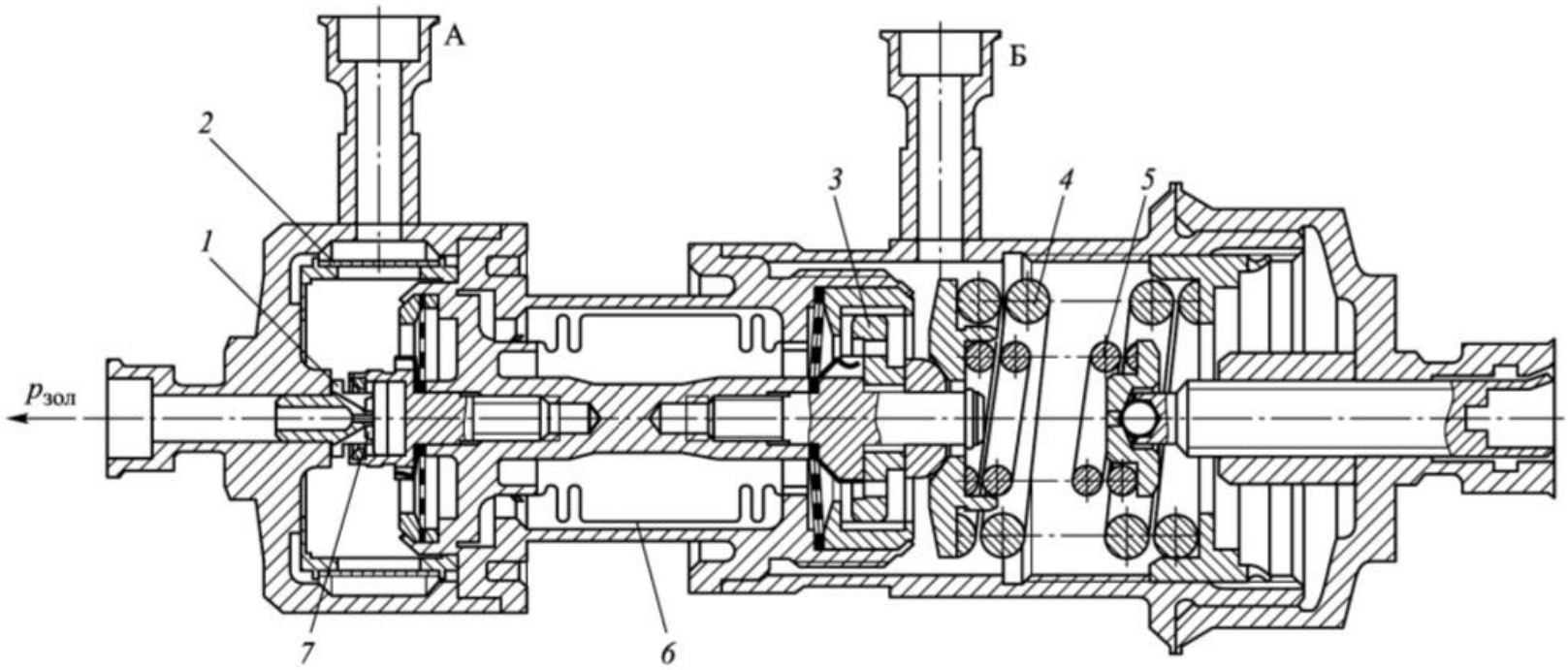


Рис. 6.20. Конструкция регулятора перепада давления:
1 — седло; *2* — фильтр; *3* — демпфер; *4*, *5* — задающие пружины; *6* — сильфон; *7* — клапан;
А, Б — наконечники

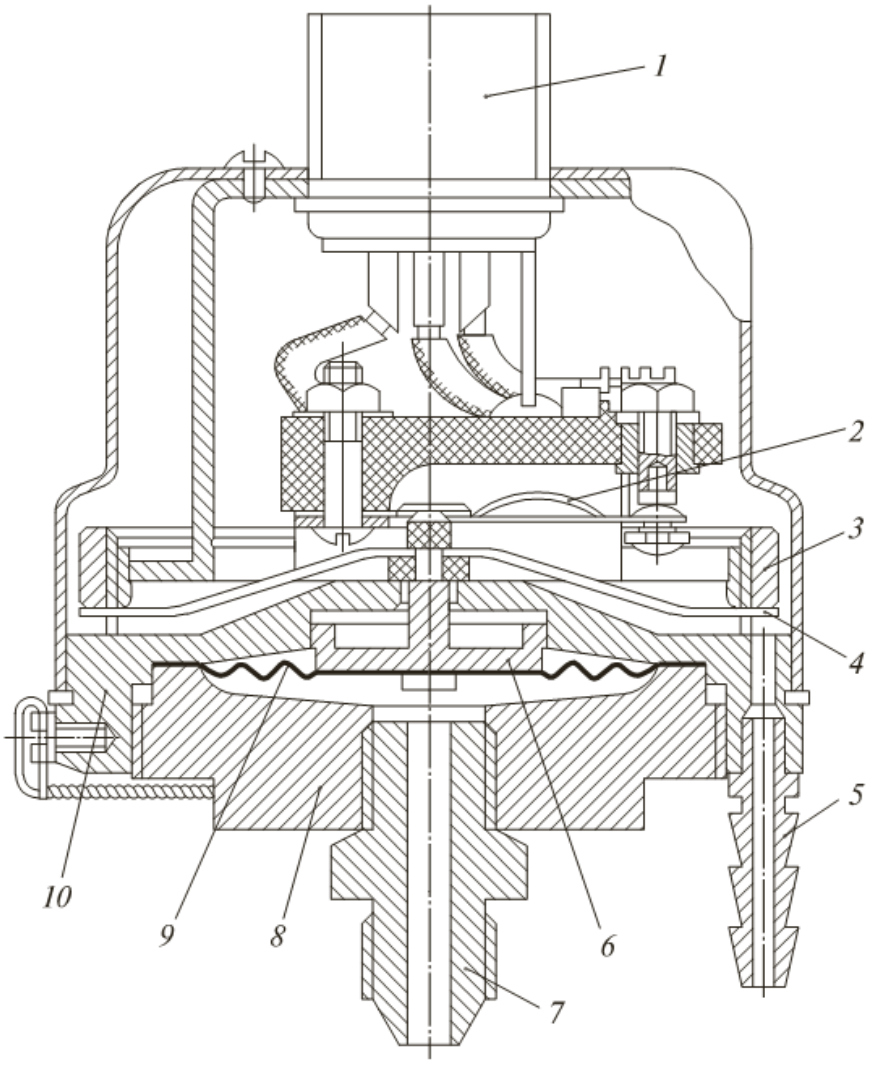


Рис. 6.21. Реле давления:
1 — ввод электрических проводов; *2* — переключатель; *3* — резьбовое регулирующее кольцо; *4* — регулируемая пружина; *5* — дренаж; *6* — толкатель; *7* — штуцер давления; *8* — основание приемника давления; *9* — мембрана; *10* — корпус

в обслуживаемой магистрали или объеме определенного давления и для обратного переключения цепи при снижении давления до заданного предела.

Реле давления состоит из приемника давления и быстродействующего переключателя. Чувствительным элементом, воспринимающим давление, служит мембрана *9*, прижатая по периметру основанием приемника давления *8* к корпусу *10* и усиленная регулируемой пружиной *4*. Под действием поступающего под мембрану давления (когда оно достигнет заданной величины) она прогибается и помещенным на ней толкателем *6* нажимает на пружину переключателя *2*, который перебрасывается на верхний контакт. При снижении давления мембрана освобождает переключатель *2* и он падает снова на нижний контакт. Перебрасывание переключателя *2* приводит к замыканию тех или иных электрических цепей. Регулирование прибора на заданное давление срабатывания достигается изменением прогиба пружины *4* с помощью резьбового кольца *3*. На рис. 6.22 приведены примеры обратных клапанов, заправочной и сливной горловин.

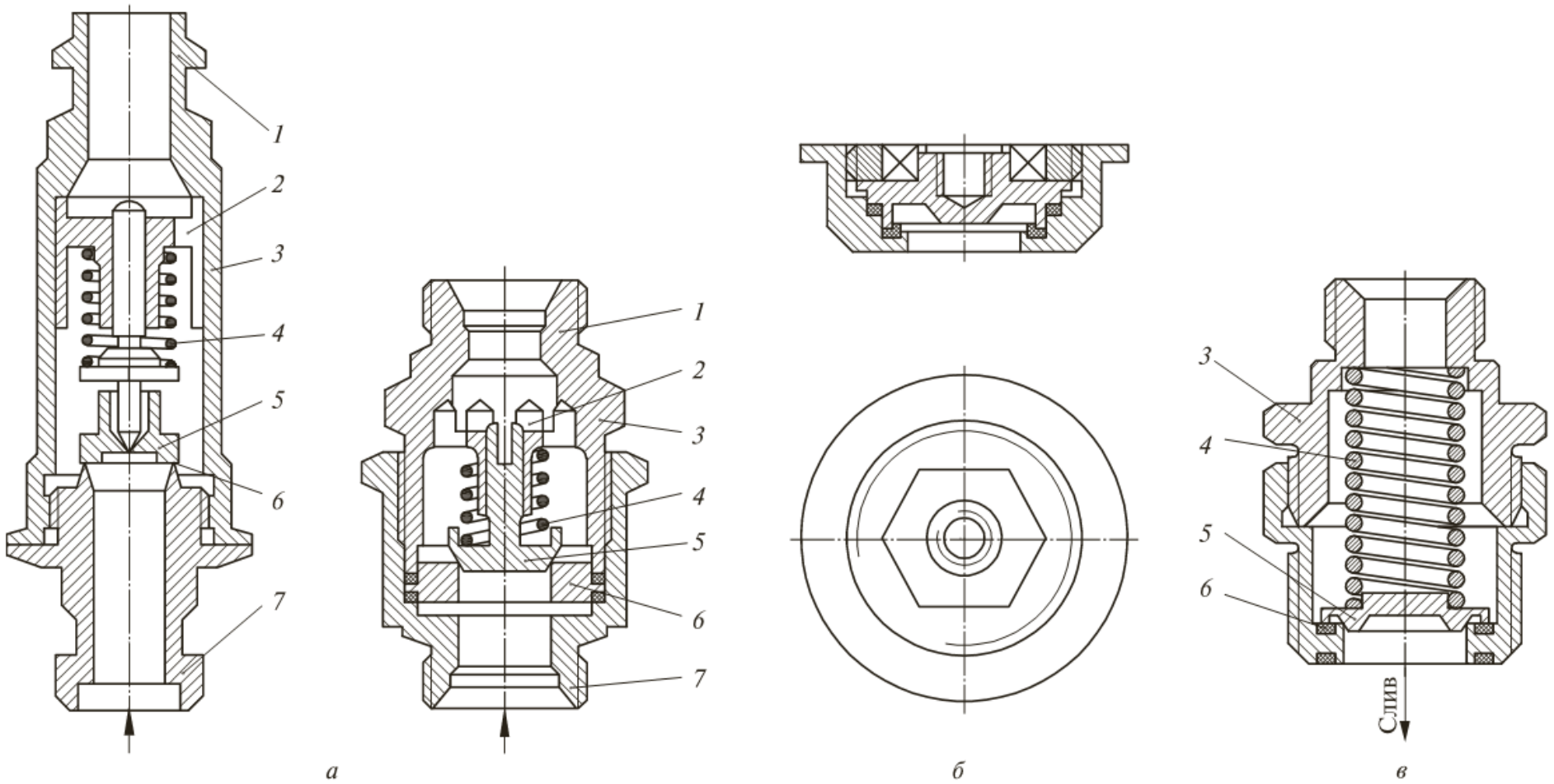


Рис. 6.22. Обратные клапаны (*а*); заправочная (*б*) и сливная (*в*) горловины:
1 — выходной штуцер; *2* — отверстия в упорном выступе; *3* — корпус; *4* — пружина; *5* — тарелка клапана; *6* — седло клапана; *7* — входной штуцер

Трубопроводы

Для подачи компонентов и управления клапанами системы подачи используются системы трубопроводов различных размеров и конструкций.

Сечения трубопроводов подачи компонентов подбирают исходя из допускаемой скорости движения их по трубам. Обычно скорость движения жидкости принимают равной 5…30 м/с. При больших скоростях намного возрастают гидравлические потери, пропорциональные квадрату скорости. При малых скоростях движения уменьшаются потери, но значительно увеличиваются размеры трубопроводов. Поэтому в трубопроводах подачи компонентов к ТНА, где для предотвращения кавитации важно обеспечить постоянный напор компонентов на входе в насосы, скорость движения задают меньшую.

Для подачи компонентов часто используют гибкие шланги, применение которых упрощает монтаж, а также допускает перемещение агрегата, к которому присоединены трубопроводы. В качестве гибких шлангов могут быть использованы эластично-тканевые и металлические (сильфонные) шланги. Основой эластично-тканевых шлангов наиболее часто является резина. Для агрессивных компонентов применяются специальные основы (например, фторопласт). Шланги состоят из эластичной трубки, упрочненной тканевой или металлической оплеткой. В зависимости от рабочего давления применяется одинарная, двойная и даже тройная оплетка.

На рис. 6.23 показан металлический гибкий шланг с гофрированной внутренней трубкой (сильфоном), заключенной в металлическую оплетку. Сильфон и оплетку изготавливают из нержавеющей стали, а также из углеродистой стали, бронзы, никелевого и титанового сплавов.

На рис. 6.24 показаны различные способы заделки эластично-тканевых и сильфонных шлангов. На рис. 6.24, *а* приведен способ заделки с помощью зажимной обоймы *1* и ниппеля *2* с левой резьбой, хвостовик которого имеет вид конуса. У зажимной обоймы на конце есть винтовая нарезка большого шага *4*. Шланг *3* ввинчивается в обойму до упора, после чего в обойму ввинчивается ниппель *2*, который уплотняет соединение, прижимая коническим хвостовиком шланг к обойме *1*. На рис. 6.24, *б* уплотнение шланга обеспечивается закаткой обоймы *1* в профильный ниппель *2*. На рис. 6.24, *в* показана заделка шланга между коническими поверхностями обоймы *1* и ниппеля *2*. На рис. 6.24, *г* приведен вариант заделки сильфонного шланга. В трубчатый с окнами хвостовик штуцера *7* вставляется конец шланга с предварительно спаянными на участке



Рис. 6.23. Металлический (сильфонный) шланг с оплеткой

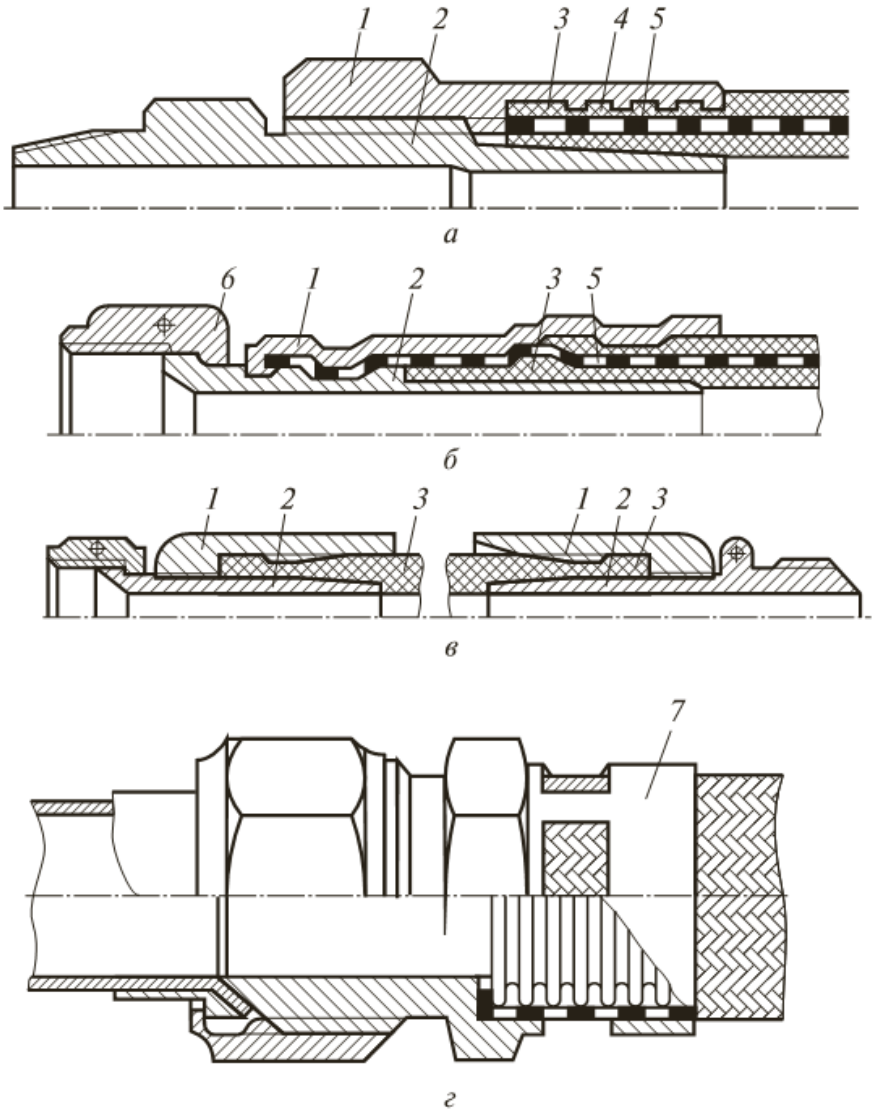


Рис. 6.24. Способы заделки эластично-тканевых и сильфонных гибких шлангов:
а, *б*, *в* — эластично-тканевые шланги; *г* — сильфонный шланг;
1 — зажимная обойма; *2* — ниппель; *3* — шланг; *4* — винтовая нарезка; *5* — внутренняя оплетка; *6* — накидная гайка; *7* — хвостовик штуцера с окнами

заделки гофром и оплеткой. После этого вставленный конец шланга и хвостовик штуцера припаиваются по периметру окон.

На рис. 6.25 показаны различные типы соединений трубопроводов. При малых диаметрах трубопроводов распространено *ниппельное* соединение с развальцовкой (рис. 6.25, *а*). На рис. 6.25, *б* показано ниппельное (шаровое) соединение с припаянными или приваренными ниппелями. Герметичность соединения при этом обеспечивается контактом шаровой поверхности ниппеля с конической поверхностью штуцера. Соединение с помощью *сильфона* (рис. 6.25, *г*) и *фланцевое* соединение (рис. 6.25, *д*) применяются при больших диаметрах трубопроводов (более 40 мм). Применение сильфонного соединения или сильфонных вставок на трубопроводах позволяет компенсировать неблагоприятное сочетание допусков в размерной цепи, температурные удлинения труб и деталей изделия, а также обеспечивает подвижность отдельных элементов двигательных установок относительно друг друга.

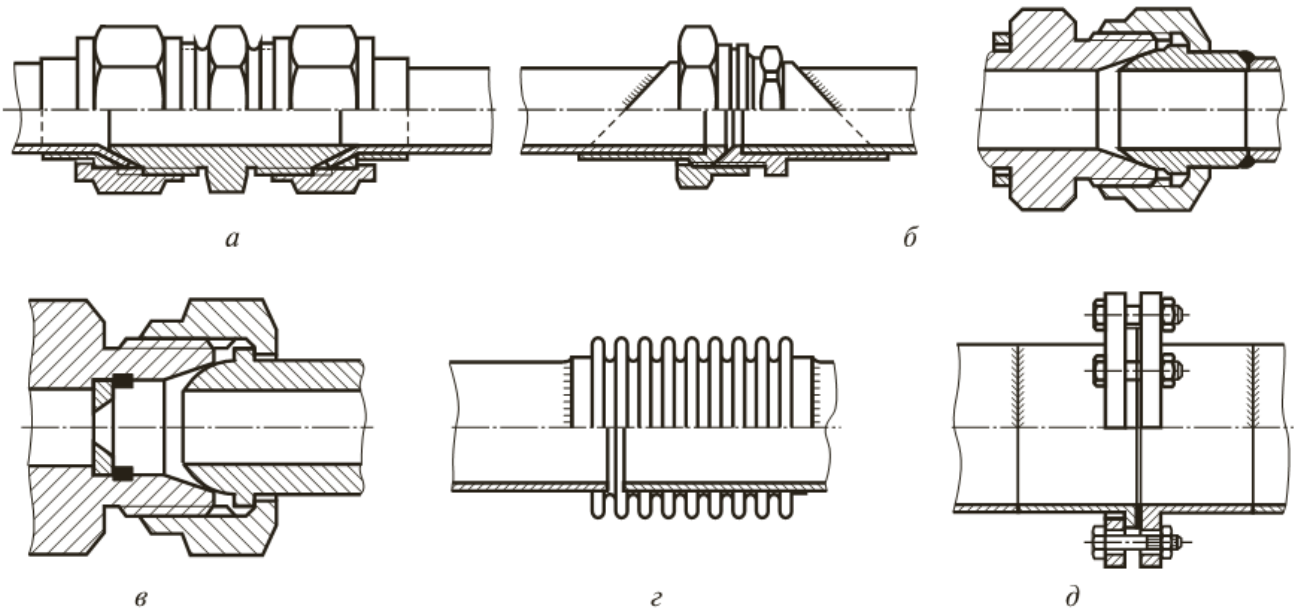


Рис. 6.25. Способы соединения трубопроводов:
а — ниппельное соединение с развальцовкой труб; *б* — соединение с припаянными или приваренными ниппелями; *в* — соединение с установкой дроссельной шайбы; *г* — соединение с помощью сильфона; *д* — фланцевое соединение

6.6. Определение давления подачи и гидравлических характеристик системы подачи

Необходимое давление подачи компонентов $p_{\text{под}}$ складывается из давления в камере сгорания $p_{\text{к}}$ и гидравлических потерь давления в системе подачи компонента, т. е. на пути от насосов ТНА или баков (при вытеснительной системе подачи) до камеры сгорания. В общем случае (без учета давления столба жидкости и действия инерционных сил) имеем

$$p_{\text{под}} = p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}} + \Delta p_{\text{др}}, \qquad (6.12)$$

где $\Delta p_{\text{ф}}$, $\Delta p_{\text{охл}}$, $\Delta p_{\text{труб}}$, $\Delta p_{\text{кл}}$, $\Delta p_{\text{др}}$ — потери давления соответственно в форсунках, охлаждающем тракте, трубопроводах, клапанах и дросселях. Сумма $(\Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}} + \Delta p_{\text{др}})$ представляет собой *гидравлические потери давления* компонента в системе подачи. Расчет гидравлических потерь в системе подачи ЖРД возможен только при известных или заданных размерах охлаждающего тракта камеры, схеме системы подачи, размерах и форме трубопроводов, а также типе и числе клапанов и других местных гидравлических сопротивлений: угольников, разветвлений, сборников и пр.

Потери давления в форсунках $\Delta p_{\text{ф}}$ известны из расчета форсунок (см. гл. III). Рассмотрим методику определения остальных составляющих гидравлических потерь.

Потери давления в охлаждающем тракте камеры двигателя

В охлаждающем тракте имеют место два вида потерь. *Потери* $\Delta p_{\text{охл.тр}}$, возникающие в результате трения жидкости о стенки канала. *Местные потери* $\Delta p_{\text{охл.м}}$,

вызванные местными сопротивлениями движению компонента (скрепления, выштамповки, повороты, вход и выход из коллектора, начало и окончание ребер, плавные и внезапные сужения и расширения охлаждающего тракта и т. д.). Таким образом,

$$\Delta p_{\text{охл}} = \Delta p_{\text{охл.тр}} + \Delta p_{\text{охл.м}}. \tag{6.13}$$

При охлаждении камеры низкокипящим компонентом (например, водородом) часто необходимо учитывать также уменьшение статического давления в потоке за счет разгона охлаждающего газа Δpw (иногда эту величину называют *потерями давления* вследствие разгона газа).

Поскольку размеры охлаждающего тракта и температура охладителя переменны по длине камеры, расчет потерь в результате трения в охлаждающем тракте обычно проводится по участкам. При выборе участков удобно использовать разбивку камеры, уже принятую ранее при расчете охлаждения. Для каждого участка все расчетные величины (геометрические размеры, скорость охладителя и т. д.) берут осредненными.

Определив потери из-за трения на каждом i-м участке $\Delta p_{\text{охл.тр}_i}$, полные потери на трение в охлаждающем тракте находят как сумму потерь на участках, т. е. $\Delta p_{\text{охл.тр}} = \sum \Delta p_{\text{охл.тр}_i}$.

Все дальнейшие выкладки приведены для расчета одного участка системы, в котором все параметры осреднены.

Потери из-за трения подсчитываются по формуле

$$\Delta p_{\text{охл.тр}_i} = \lambda \frac{l}{d_э} \rho \frac{w^2}{2}, \tag{6.14}$$

где l — длина участка охлаждающего тракта; $d_э$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр охлаждающего тракта на данном участке; ρ — плотность охладителя; w — скорость движения охладителя; λ — безразмерный коэффициент потерь из-за трения.

Очевидно, задача сводится к определению $d_э$ и коэффициента λ из формулы (6.14).

Эквивалентный диаметр $d_э$ определяется как отношение учетверенной площади живого сечения к периметру сечения П:

$$d_э = \frac{4F_ж}{\Pi}. \tag{6.15}$$

Коэффициент трения λ зависит от характера потока и формы канала. Характер потока определяется числом Рейнольдса Re, а форма канала — коэффициентом формы w. Для ламинарных потоков, т. е. при $\text{Re} \le 2320$, имеем

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \omega. \tag{6.16}$$

При этом коэффициент формы w для круглых каналов равен 1, для кольцевой щели — 1,5, а для прямоугольных каналов с отношением сторон b/a имеет следующие значения:

b/a	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
w.....	1,50	1,32	1,25	1,10	1,03	0,97	0,91	0,90

Для турбулентных потоков при $2320 < \mathrm{Re} < 10^5$ имеем

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}\omega. \tag{6.17}$$

При $\mathrm{Re} > 4000$ коэффициент трения λ можно также определять по формуле [31]

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,81 \cdot \lg \mathrm{Re} - 1,64\right)^2}. \tag{6.18}$$

Коэффициент формы w при турбулентном течении для круглых и прямоугольных каналов при условии $0,5 < b/a < 2$ равен 1, для кольцевой щели — 1,5. Число Re подсчитывается по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{d_э w}{\nu}, \tag{6.19}$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости ($м^2/с$).

Для более удобного определения числа Re преобразуем выражение (6.19). Поскольку

$$w = \frac{\dot{m}}{F_ж}, \tag{6.20}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \tag{6.21}$$

то, подставив выражения (6.15), (6.20) и (6.21) в формулу (6.19), получим

$$\mathrm{Re} = \frac{d_э w}{\nu} = \frac{4F_ж \dot{m}\rho}{\Pi F_ж \rho \mu} = \frac{4\dot{m}}{\Pi \mu}, \tag{6.22}$$

где $\dot{m}$ — расход охлаждающей жидкости.

Для некоторых форм охлаждающих трактов формулу (6.22) можно привести к более удобному виду.

Для *щелевого канала*, считая $d_{ср} \approx d_{охл}$, получим

$$\mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}}{\Pi \mu} = \frac{2\dot{m}}{d_{охл}\mu}. \tag{6.23}$$

Для *охлаждающего тракта с оребрением* и *трубчатых камер* считаем, что тракт представляет собой систему из параллельно включенных одинаковых каналов. Сопротивление всего тракта равно сопротивлению одного из каналов. При этом в случае продольных фрезерованных ребер и для трубок прямоугольного сечения имеем

$$\mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}_i}{\Pi_i \mu} = \frac{2\dot{m}_i}{(a + \delta_{\text{охл}})\mu}, \tag{6.24}$$

где $\dot{m}_i = \dot{m} / z$ — расход через один из z каналов.

При других формах оребренного канала (например, с гофрами) имеем

$$\mathrm{Re} = \frac{4\dot{m}_i}{\Pi_i \mu}. \tag{6.25}$$

В случае *винтовых каналов* охлаждающий тракт также составлен из ряда параллельно включенных одинаковых каналов, число которых равно числу заходов винтовой нарезки, а сопротивление всего тракта также равно сопротивлению одного из каналов. Величина Re определяется по той же формуле (6.24), что и в случае щелевого канала с продольными ребрами. Коэффициент трения для винтового канала рассчитывается по формуле

$$\lambda_{\text{винт}} = \beta\lambda. \tag{6.26}$$

Коэффициент трения λ вычисляется по обычным формулам, а коэффициент β — по формуле

$$\beta = 1 + 3{,}5\frac{d_э}{d_{\text{винт}}}, \tag{6.27}$$

где $d_{\text{винт}}$ — диаметр винтовой линии в рассчитываемой секции.

Длина винтового канала на данном участке определяется по развертке:

$$L_{\text{винт}} = \frac{L_i}{\sin\gamma_{\text{ср}}}, \tag{6.28}$$

где L_i — длина данного участка; $\gamma_{\text{ср}}$ — угол подъема винтовой линии на данном участке.

Все приведенные выше соотношения не учитывают наличия теплообмена в охлаждающем тракте, в силу которого потери из-за трения при течении жидкого охладителя будут несколько меньше.

Местные потери определяются как сумма потерь, вызванных местными сопротивлениями в охлаждающем тракте:

$$\Delta p_{\text{охл.м}} = \sum \Delta p_{\text{охл.м}_i},$$

где

$$\Delta p_{\text{охл.м}_i} = \xi\rho\frac{w^2}{2}. \tag{6.29}$$

Здесь ξ — коэффициент местного сопротивления, определяемый для каждого частного случая по справочникам гидравлики [31]. В некоторых других случаях, специфических для ЖРД, при определении ξ следует использовать экспериментальные данные. При сложных конфигурациях тракта, когда справочные данные отсутствуют, наиболее надежным способом определения коэффициента сопротивления является опытная проливка элемента тракта и определение необходимых коэффициентов по ее результатам.

Уменьшение статического давления в тракте вследствие разгона охладителя при охлаждении газообразным водородом Δpw определяется по уравнению Бернулли. Пренебрегая разностью высот и потерями напора на рассматриваемом участке, можно написать

$$\frac{p_1}{\rho_1}+\frac{w_1^2}{2}=\frac{p_2}{\rho_2}+\frac{w_2^2}{2},$$

откуда, считая на данном участке $\rho_1 \approx \rho_2 \approx \rho$, имеем

$$\Delta p_w = p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2}\left(w_2^2 - w_1^2\right). \tag{6.30}$$

Гидравлические потери в трубопроводах и арматуре

В трубопроводах потери напора такие же, как и в охлаждающем тракте; они складываются из потерь из-за трения о стенки трубопровода и местных потерь, т. е.

$$\Delta p_{\text{труб}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}. \tag{6.31}$$

Потери из-за трения в трубопроводах определяются так же, как и в охлаждающем тракте, по формуле (6.14):

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{э}}} \rho \frac{w^2}{2},$$

где коэффициент трения в зависимости от режима течения определяется по формулам (6.16)–(6.18).

Местные потери в трубопроводах определяют как сумму потерь напора из-за различных причин (поворота трубы, входа и выхода из трубы, внезапного или плавного расширения или сужения потока, слияния и разделения потоков и т. д.), т. е. $\Delta p_{\text{м}} = \sum \Delta p_{\text{м}_i}$. Местные потери в каждом случае определяются по формуле (6.29)

$$\Delta p_{\text{м}_i} = \xi \rho \frac{w^2}{2},$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, определяемый для каждого случая потерь.

Потери в клапанах и дросселях ($\Delta p_{\text{кл}}$ и $\Delta p_{\text{др}}$) рассчитываются также по формуле (6.29). Задача при этом сводится к определению коэффициента потерь ξ. В связи с большим разнообразием форм клапанов (или различного рода регуляторов) дать универсальные рекомендации определения ξ для всех типов невозможно. Обычно величина ξ для клапанов регулирующих устройств и дросселей оценивается по результатам проливки сходных конструкций.

Гидравлическая характеристика системы

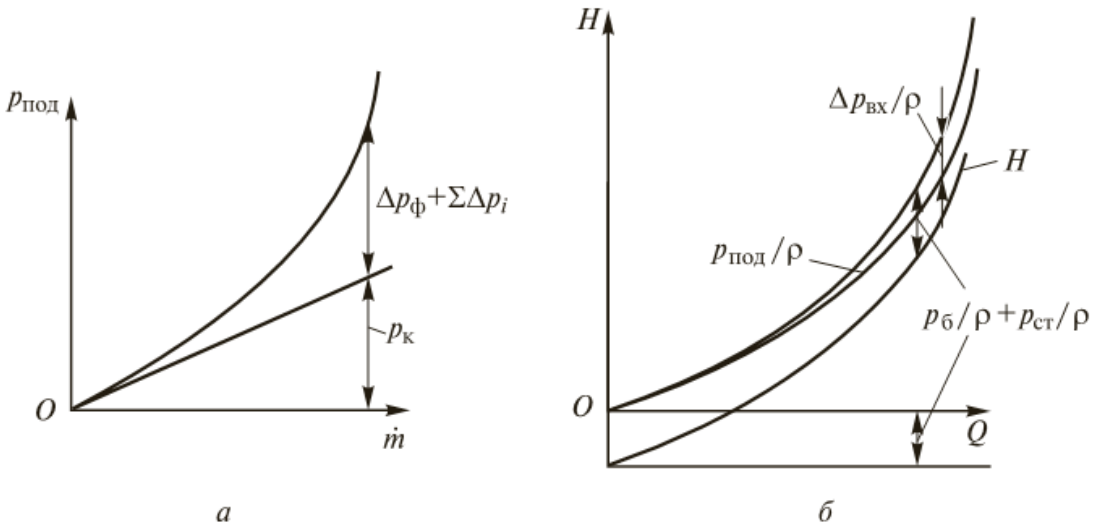
Гидравлической характеристикой системы подачи будем называть зависимость потребного давления подачи (или напора) от расхода компонентов.

В соответствии с равенством (6.12) необходимое давление подачи вычислим по формуле

$$p_{\text{под}} = p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{ф}} + \sum \Delta p_i,$$

где Δp_i — гидравлические потери в системе по различным причинам.

При изменении расхода компонентов давление в камере $p_{\text{к}}$ в первом приближении будет изменяться прямо пропорционально расходу, а изменение суммы $\Delta p_{\text{ф}} + \sum \Delta p_i$ можно полагать пропорциональным квадрату расхода. Суммируя значения $p_{\text{к}}$ и $\Delta p_{\text{ф}} + \sum \Delta p_i$ при различных расходах, получим гидравлическую характеристику $p_{\text{под}} = f(\dot{m})$ (рис. 6.26, *а*).



а *б*

Рис. 6.26. Гидравлические характеристики системы подачи:
а — зависимость давления подачи от $\dot{m}$; *б* — напорная характеристика системы подачи

Необходимый напор, создаваемый насосом ЖРД, определяется как разность давления подачи и давления на входе в насос:

$$H = \frac{\Delta p_{\text{н}}}{\rho} = \frac{p_{\text{под}}}{\rho} - \frac{p_{\text{вх}}}{\rho}. \qquad (6.32)$$

Согласно уравнению (6.1) имеем

$$\frac{p_{\text{вх}}}{\rho} = \frac{p_{\text{б}}}{\rho} + \frac{p_{\text{ст}}}{\rho} - \frac{\Delta p_{\text{вх}}}{\rho},$$

откуда

$$H = \frac{p_{\text{под}}}{\rho} - \left(\frac{p_{\text{б}}}{\rho} + \frac{p_{\text{ст}}}{\rho} \right) + \frac{\Delta p_{\text{вх}}}{\rho}. \qquad (6.33)$$

Величина $(p_{\text{б}}/\rho + p_{\text{ст}}/\rho)$ не зависит от расхода компонента. Потери напора во входной магистрали $\Delta p_{\text{вх}}/\rho$ пропорциональны квадрату расхода. Суммируя все слагаемые правой части уравнения (6.33), получаем гидравлическую характеристику изменения потребного напора насосов в зависимости от объемного расхода $H = f(Q)$ (рис. 6.26, *б*).

6.7. Системы управления и регулирования ЖРД

Общие сведения

По задачам, стоящим перед системой управления, можно выделить две основные группы систем*, обеспечивающие:

1) запуск и останов двигательной установки;

2) поддержание заданного режима работы камеры двигателя и двигательной установки, а также переход с одного режима на другой.

Устройства первой группы систем в значительной мере определяются выбранным способом запуска и останова двигательной установки (см. § 5.4). Основные требования к этой группе устройств — обеспечение надежности запуска и останова, заданного времени выхода на режим и времени полного прекращения работы установки при возможном изменении температуры агрегатов и условий работы двигательной установки. При этом важной характеристикой работы системы является время выхода на режим при пуске установки. Для двигателей баллистических ракет это время составляет менее 2…3 с. Для двигателей ЗУР и антиракет время выхода на режим должно быть еще меньше.

Основные требования к устройствам второй группы систем управления — обеспечение надежной работы двигателя на заданном режиме, поддержание постоянных или заданных режимов тяги и соотношения компонентов. В зависимости от назначения ЖРД жесткость этих требований различна. Ориентировочно можно считать, что для двигателей баллистических ракет система регулирования должна поддерживать заданную тягу с точностью до 2 %, соотношение расходов компонентов, подаваемых в камеру, — с точностью до 1,5 % и в газогенератор — до 2 %, давление наддува баков — с точностью до 3 %. Для двигателей ЗУР требуемая точность поддержания тяги — до 2 %, соотношения расходов компонентов, подаваемых в камеру сгорания и в газогенератор, — до 2,5…3 % и давления наддува — 3,5…4 %. Эти требования приближенные и в каждом конкретном случае могут существенно изменяться.

Рассмотрим основные способы регулирования тяги двигателя и некоторые возможные схемы регулирования работы всей двигательной установки.

Способы регулирования тяги

Регулирование тяги ЖРД необходимо как для сохранения постоянства тяги при изменении условий работы двигательной установки, так и для изменения тяги с целью обеспечения заданного режима полета ракеты.

Возможные способы регулирования тяги получаем из уравнения (1.12): $P = K_т F_{кр} p_к$. Мы видим, что тягу можно изменять, влияя на $K_т$, $F_{кр}$ или $p_к$. Согласно уравнению (1.13) при данном топливе (т. е. при показателе процесса

* Подробный анализ вопросов автоматического регулирования ЖРД см. в работах [32, 33].

истечения γ) изменять коэффициент тяги $K_т$ можно, только изменяя отношение $F_а / F_{кр}$. Однако практически выполнить конструкцию, позволяющую изменять $F_а / F_{кр}$, сложно.

Второй возможный способ регулирования тяги — изменение площади критического сечения $F_{кр}$, если разместить в критическом сечении профилированную иглу *1* (рис. 6.27). Перемещая иглу вдоль оси камеры, можно увели-

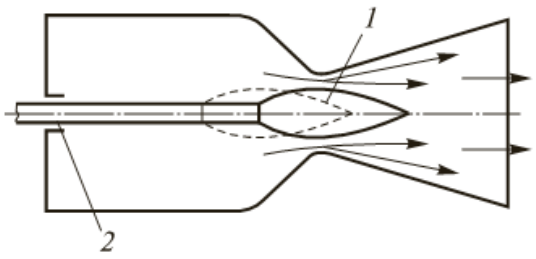


Рис. 6.27. Схема изменения $F_{кр}$ профилированной иглой:
1 — игла; *2* — уплотнение иглы

чивать или уменьшать $F_{кр}$. При этом обеспечивается возможность глубокого регулирования (т. е. большой диапазон изменения тяги). Главный недостаток этого способа — значительное усложнение конструкции, в первую очередь, из-за трудности в обеспечении охлаждения подвижной иглы. Поэтому такой способ регулирования $F_{кр}$ до настоящего времени распространения не получил.

Изменять $F_{кр}$ можно также, отключая одну или несколько камер многокамерного ЖРД. При этом обеспечивается сохранение характеристики работы каждой камеры. Такой способ позволяет изменять тягу в любом диапазоне. Недостаток его состоит в «ступенчатости» изменения тяги. Кроме того, при этом мы проигрываем в массе, так как при уменьшении тяги выключенная камера становится балластом. Однако благодаря возможности изменять тягу двигательной установки в широких пределах этот способ находит применение в ряде случаев (например, в самолетных ЖРД).

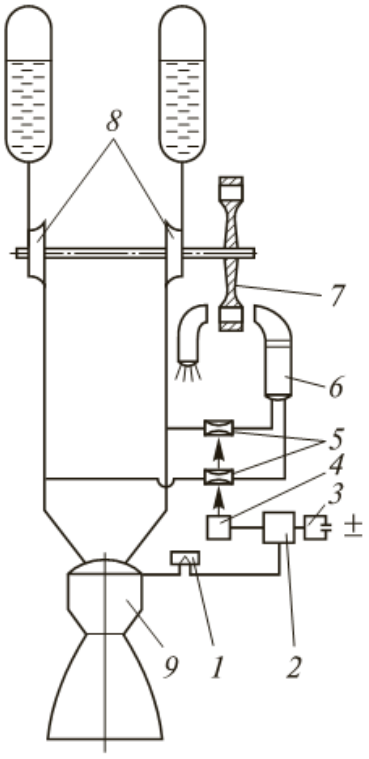


Рис. 6.28. Схема регулирования тяги ЖРД для обеспечения заданного режима полета ракеты:
1 — датчик давления; *2* — счетно-решающее устройство; *3* — источник энергии; *4* — привод; *5* — дроссельные регуляторы; *6* — ЖГГ; *7* — турбина; *8* — насосы; *9* — камера

Основным, наиболее распространенным, методом регулирования тяги является изменение давления в камере сгорания $p_к$ путем изменения расхода компонентов. Этот метод дает возможность регулировать тягу в широком диапазоне изменений в 3–5 раз. В табл. 6.2 приведены различные способы регулирования тяги путем изменения давления в камере сгорания.

При необходимости изменения тяги до 10…15 % наиболее распространен метод регулирования тяги путем изменения числа оборотов ТНА. В качестве примера на рис. 6.28 приведена типичная схема регулирования тяги баллистической ракеты для обеспечения заданного режима полета ракеты. Входным сигналом является давление в камере сгорания $p_к$ (так как тяга пропорциональна давлению). От датчика давления *1* сигнал поступает в счетно-решающее контрольное устройство *2*, где действительный режим полета ракеты сравнивается с заданным. По имеющемуся рассогласованию режимов полета определяется необходимое изменение давления в камере сгорания (т. е. тяги). Сигнал от устройства *2* поступает на дроссельный регулирующий клапан (или клапаны) в системе подачи компонентов в газогенератор. Изменяется расход (или соотношение расходов) компонентов в ЖГГ *6*, соответственно изменяется подача рабочего тела на турбину *7* ТНА, изменяется число оборотов насосов *8* и подача топлива в камеру сгорания *9*. Соответственно изменению подачи топлива изменяется давление в камере сгорания и тяга ЖРД.

Таблица 6.2

Способы регулирования тяги путем изменения давления в камере сгорания

Способы регулирования	Особенности способа регулирования
1. Изменение числа оборотов ТНА: а) изменение расхода рабочего тела на турбину при постоянной температуре; б) изменение температуры рабочего тела путем изменения соотношения расходов компонентов	Реагирование быстрое. Ухудшение рабочих характеристик двигательной установки вследствие работы ТНА на нерасчетных режимах. Способ а) более приемлем при открытой схеме, способ б) — при замкнутой
2. Дросселирование расхода компонентов в камеру сгорания	Реагирование быстрое. Возможно и при вытеснительной подаче и при подаче с ТНА. В первом случае лишнее давление в баках, т. е. лишняя масса. При подаче с ТНА — непроизводительные затраты мощности ТНА
3. Отключение части форсунок	Аналогично п. 2. Возникает опасность прогара головки
4. Изменение перепада давления на форсунках	Аналогично п. 2
5. Закольцовка части расхода компонентов	Реагирование быстрое. Лишние затраты мощности ТНА для прокачки закольцованного компонента

Окончание табл. 6.2

Способы регулирования	Особенности способа регулирования
6. Изменение давления в баках при вытеснительной подаче	Очень медленный процесс. Необходимо изменять давление наддува баков. Лишний запас прочности баков, т. е. лишняя масса
7. Изменение соотношения компонентов, подаваемых в камеру сгорания	Реагирование быстрое. Ухудшение рабочих характеристик камеры сгорания

Кроме рассмотренного способа, небольшое изменение тяги также можно осуществлять дросселированием или закольцовкой части расхода топлива (табл. 6.2, пп. 2 и 5). Возможность изменения тяги в широком диапазоне затруднена в первую очередь тем, что при изменении расхода компонентов резко изменяется перепад давления на форсунках, пропорциональный квадрату расхода. Вследствие этого на режимах наибольшей тяги значительно возрастают потребные давления подачи. Для сохранения постоянного давления подачи в некоторых случаях отключают часть форсунок (табл. 6.2, п. 3). Кроме того, возникают трудности с обеспечением охлаждения двигателя на режиме наименьшей тяги, так как с уменьшением расхода топлива соответственно уменьшается и расход охладителя.

Вследствие указанных причин при необходимости изменения тяги в широких пределах часто более целесообразно применение многокамерной установки.

Возможные схемы поддержания заданного режима работы установки

Для обеспечения заданного режима работы двигательной установки и получения требуемого закона изменения скорости ракеты по времени полета необходимо регулировать, кроме тяги установки, еще целый ряд параметров (соотношение компонентов, подаваемых в камеру и в ЖГГ, давление наддува баков, работу рулевых двигателей и т. д.).

В двигательных установках баллистических ракет одной из основных является система управления соотношением компонентов. Назначение ее — поддерживать соотношение расходов в установленных пределах и обеспечивать одновременную выработку баков обоих компонентов. Дело в том, что вследствие действия ускорения на систему подачи и связанного с этим различия напоров на входе в насосы, а также вследствие изменения плотности компонентов при изменении их температуры и возможной нестабильности характеристик насосов, действительные расходы компонентов отличаются от номинальных (расчетных). Это может привести к отклонению соотношения компонентов от расчетного и неодновременному опорожнению баков, т. е. к неполному использованию компонентов. В результате этого в конце активного участка полета скорость уменьшается.

Эти системы обычно основываются либо на измерении уровней компонентов в баках, либо на измерении секундных расходов (рис. 6.29, *а*, *б*).

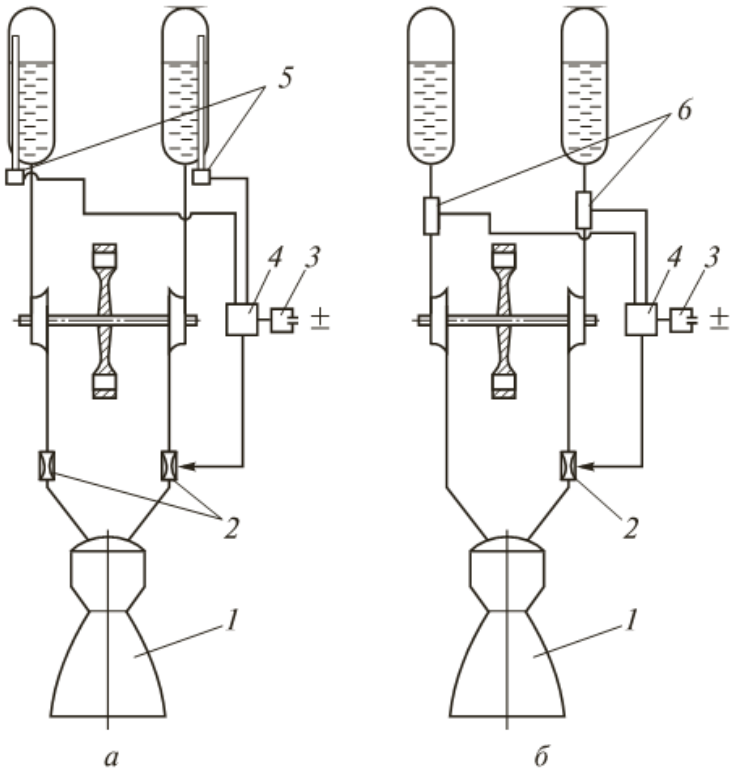


Рис. 6.29. Схемы систем управления соотношением компонентов:
а — система с замером уровней компонентов в баках; *б* — система с расходомерами; *1* — камера; *2* — дроссельные регуляторы; *3* — источник энергии; *4* — счетно-решающее устройство; *5* — датчик уровня топлива в баках; *6* — расходомеры

На рис. 6.29, *а* показан пример *системы опорожнения баков* (*СОБ*), основанный на измерении уровней компонентов в баках. Датчики *5* уровня топлива в баках дают сигнал о выработке компонента в счетно-решающее устройство *4*. От системы сигналы поступают на дроссельные регуляторы *2*, которые, дросселируя расход того или иного компонента, обеспечивают заданное соотношение расходов компонентов и одновременное опорожнение баков.

Для реализации режима одновременного опорожнения баков обычно целесообразно устанавливать дроссельный регулятор только на линии подачи одного из компонентов, расход которого меньше (рис. 6.29, *б*). При этом расход одного из компонентов с помощью дроссельного регулятора *2* «подстраивается» к расходу второго компонента.

При работе двигательной установки для обеспечения заданного режима одновременно регулируются несколько параметров (прежде всего, тяга и соотношение компонентов, подаваемых в камеру).

На рис. 6.30 даны примеры упрощенных схем управления работой двигательной установки. На схеме 6.30, *а* показана система, обеспечивающая поддержание заданного режима тяги и одновременное опорожнение баков. При этом изменение расхода компонентов, подаваемых в камеру, может обеспечиваться как изменением подачи ТНА путем воздействия на расход компонентов в газогенератор *8*, так и непосредственным воздействием на дроссельный регулятор *5* (показано стрелкой). Для точного поддержания соотношения компонентов иногда устанавливается регулятор (стабилизатор) соотношения

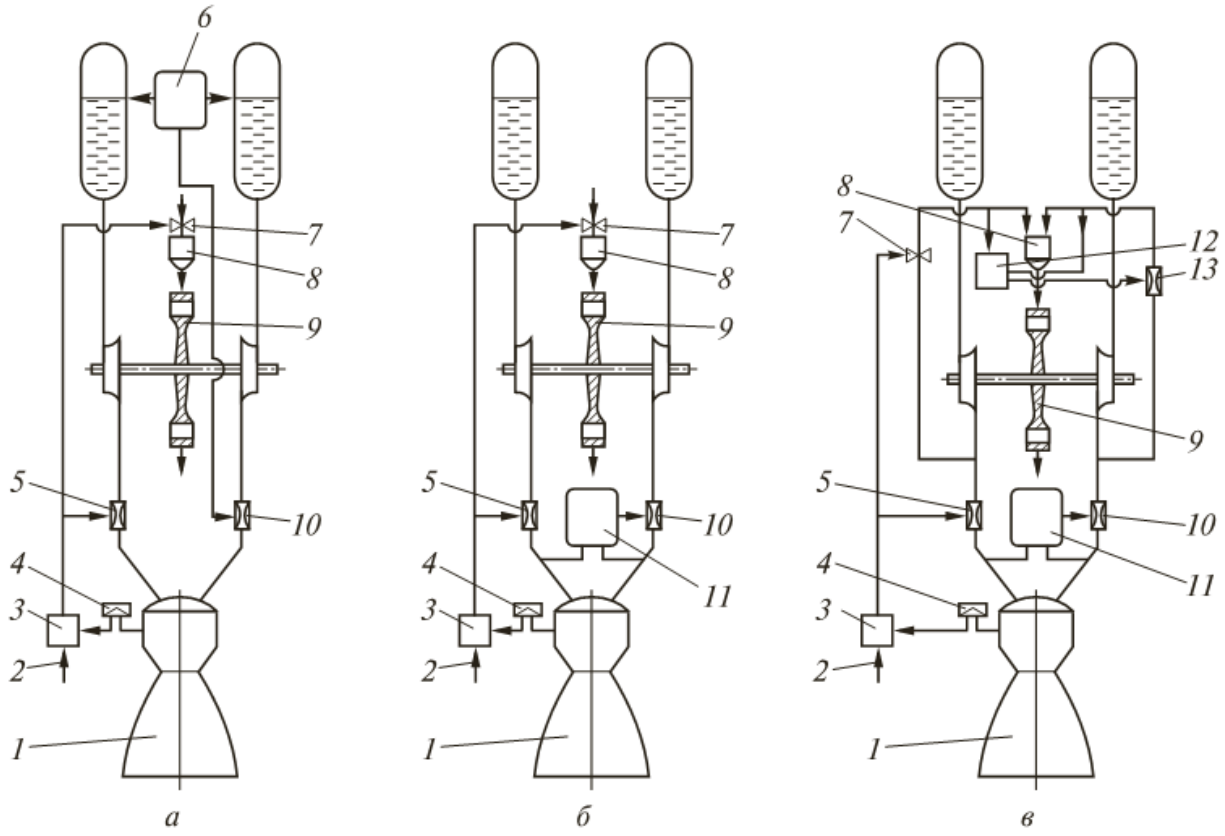


Рис. 6.30. Упрощенные схемы управления ЖРД:
а — система регулирования тяги и СОБ; *б*, *в* — системы регулирования тяги и K_m;
1 — камера; *2* — управляющая команда; *3* — счетно-решающее устройство; *4* — датчик давления; *5* — дроссельный регулятор расхода; *6* — система опорожнения баков; *7* — регулятор подачи топлива в ЖГГ (или ПГГ); *8* — ЖГГ (или ПГГ); *9* — турбина; *10* — дроссельный регулятор; *11* — стабилизатор K_m камеры; *12* — стабилизатор K_m ЖГГ; *13* — дроссель стабилизатора ЖГГ

компонентов (РСК) *11*. На рис. 6.30, *б* показана система поддержания заданных величин тяги и соотношения компонентов.

При установке ЖРД на более мелких и маневренных ракетах, в которых одновременное опорожнение баков не играет такой роли, как в баллистических ракетах (например, ЗУР, торпеда и т. д.), отпадает необходимость и в специальной системе опорожнения баков. В этом случае для поддержания соотношения расходов компонентов достаточно установки стабилизатора соотношения компонентов.

Во время работы газогенератора на основных компонентах для поддержания заданного соотношения компонентов, поступающих в газогенератор, иногда устанавливается также стабилизатор *12* соотношения компонентов в газогенераторе, дросселирующий расход в ЖГГ одного из компонентов в соответствии с расходом второго компонента (рис. 6.30, *в*).

Изменение направления вектора тяги

На рис. 6.31 показаны различные способы изменения направления вектора тяги.

Изменение направления вектора тяги с помощью газовых рулей (рис. 6.31, *а*) предложено еще К. Э. Циолковским и успешно применялось во многих ракетах, например Р-1, Р-2, Р-5, и в настоящее время — на израильской ракете «Шавит».

Недостаток способа — сравнительно большие потери тяги, так как газовые рули постоянно находятся в потоке.

Нашли применение следующие способы изменения направления вектора тяги, представленные на рис. 6.31, *б*, *в*. Недостаток этих способов — необходимость специального привода для рулевых двигателей или выхлопного сопла генераторного газа. Кроме того, для использования рулевых двигателей требуется специальная система подачи.

Изменение направления вектора тяги с помощью вдува газа в закритическую часть сопла (рис. 6.31, *г*) удобно тем, что для этого не требуется специального привода для поворота камеры. Однако для данного способа необходим

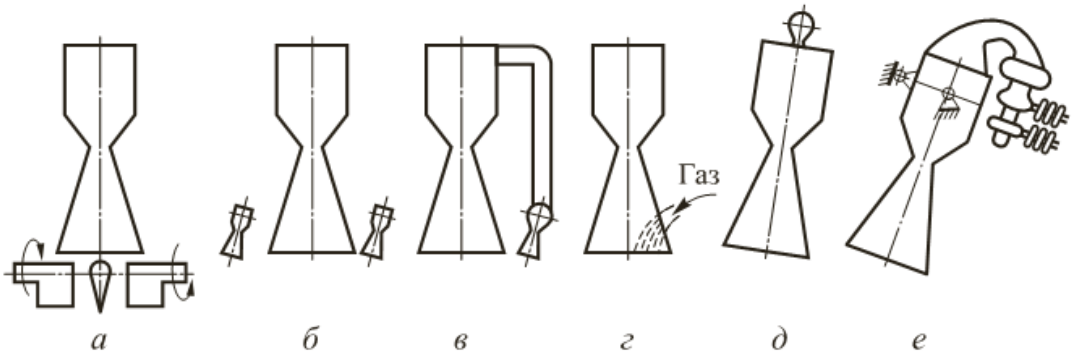


Рис. 6.31. Способы изменения направления вектора тяги:
а — газовые рули; *б* — рулевые двигатели; *в* — газ из ТНА; *г* — вдув газа; *д* — поворотная камера; *е* — поворотный ЖРД

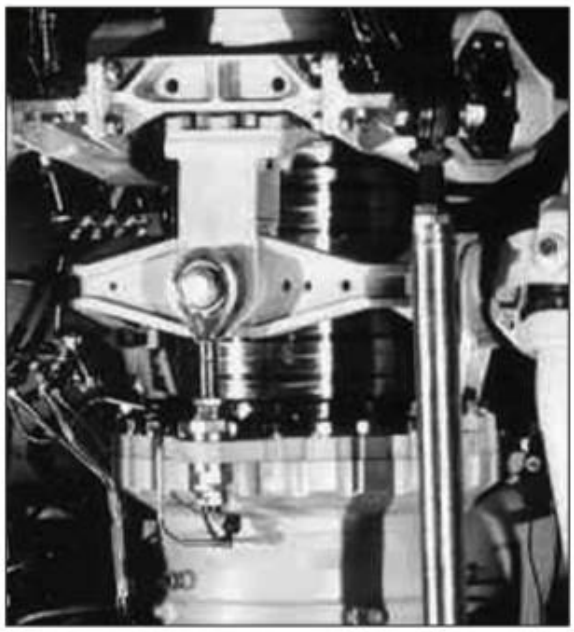
дополнительный аккумулятор давления, и, кроме того, он характеризуется большими потерями удельного импульса по сравнению с поворотной камерой (рис. 6.31, *д*). Данный метод реализован в двигательных установках РД-170, РД-180, РД-191.

Для этих целей необходим специальный элемент конструкции — узел качания, который позволяет поворачивать в карданном подвесе только камеру ЖРД и который при этом обеспечивает герметичность внутрикамерного объема в условиях высокого давления (~27 МПа) и температур (~730 K) окислительного генераторного газа.

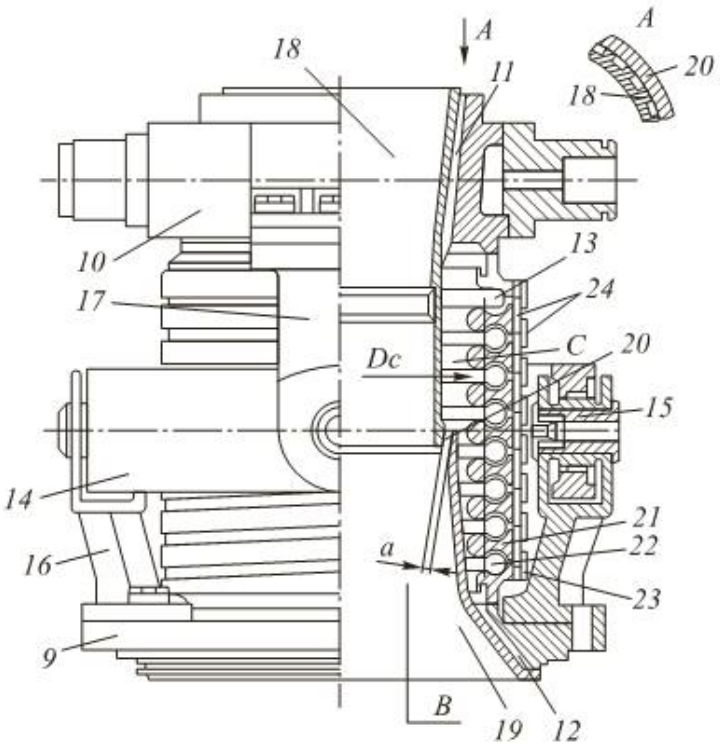
Узел качания (рис. 6.32), разработанный в НПО «Энергомаш» им. академика В.П. Глушко*, состоит из опорных колец *9* и *10*, которые соответственно герметично соединены с камерой сгорания и газоводом (выходом из турбины), в которых находятся расходные элементы наружного проточного охлаждения кислородом *11* и *12*, показанные также на виде *А*. Сильфон *13* расположен внутри карданного кольца *14*. Карданное кольцо *14* через шарниры *15*, образующие две поворотные оси, соединено силовыми кронштейнами *16* и *17* с опорными кольцами *9* и *10*.

Внутри сильфона *13* имеются две оболочки *18* и *19*, каждая из которых представляет собой тело вращения и консольно прикреплена соответственно к одному из опорных колец, причем свободный конец оболочки *18*

*Патент Российской Федерации RU 2159352. Узел качания камеры ЖРД с дожиганием; http://www. lpre.de/energomash/RD-170/



а



б

Рис. 6.32. Общий вид (*а*) и схема (*б*) узла качания камеры РД-170

выполнен в виде ниппеля со сферическим концом *20* и установлен с зазором *а* в оболочке *19*. Центр сферы ниппеля со сферическим концом *20* расположен на оси качания камеры. Величина указанного зазора выбрана такой, чтобы обеспечить расход охлаждающего рабочего тела (окислителя), необходимый для надежного охлаждения сильфона *13*.

Сильфон *13* выполнен многослойным и снабжен защитными кольцами *21*, вставленными между гофрами *22* сильфона *13*. Снаружи защитных колец *21* установлен плотно прилегающий к ним кожух *23*, выполненный из слоев цилиндрических спиралей *24*, соединенных концами с опорными кольцами *9* и *10* сильфонного узла. Смежные слои спиралей прилегают друг к другу, а их витки навиты в противоположных направлениях.

Установка металлического силового кожуха в виде металлической цилиндрической спирали снаружи защитных колец *21* сильфона *13* повышает его прочностные свойства и в то же время ограничивает самопроизвольный изгиб сильфона *13* при повороте камеры двигателя на сравнительно большие углы (10–12°), тем самым повышая его устойчивость.

В эксплуатируемых ракетах-носителях используется также метод управления тягой с помощью поворота ЖРД, например РД-275, РД-0210, в карданном подвесе вместе с турбонасосным агрегатом, как схематично представлено на рис. 6.31, *е*. Особенностями данного способа являются использование гибких сильфонов для подачи компонентов топлива в турбонасосный агрегат, а также повышенная масса рулевых приводов, поскольку необходимо обеспечить поворот на задаваемой системой управления полетом РН угол камеры ЖРД вместе с турбонасосным агрегатом и элементами пневмогидравлической системы двигателя.

В случае применения сопла с центральным телом направление вектора тяги можно изменять, изменяя расход топлива на отдельных участках кольцевой камеры сгорания. При использовании связки двигателей направление вектора тяги можно изменять также путем рассогласования тяг отдельных камер связки двигателей.

6.8. Примеры выполненных двигателей без дожигания с турбонасосной подачей

Рассмотрим несколько примеров выполненных двигателей без дожигания генераторного газа. В них дается определенное представление о способах и порядке запуска и останова ЖРД, о способах привода ТНА, наддува баков, многократного запуска, а также о работе и компоновке двигателя в целом.

Двигатель второй ступени ракеты-носителя «Космос»

На рис. 6.7 показан ЖРД РД-119, один из наиболее совершенных по удельному импульсу среди известных ЖРД кислородного класса с высококипящим горючим (разработан в 1958–1963 гг. ОАО НПО «Энергомаш» им. академика В. П. Глушко). Его данные следующие:

Топливо ..... жидкий кислород + НДМГ
Тяга в пустоте..... 105,5 кН
Удельный импульс в пустоте..... 3450 м/с
Степень расширения..... $p_а / p_к = 1 / 1350$
Давление в камере сгорания..... 7,89 МПа

Двигатель выполнен без дожигания генераторного газа. Привод ТНА осуществляется от ПГГ, работающего на НДМГ; раскрутка ТНА (запуск) — от пускового пиростартера. Двигатель имеет систему рулевых сопел *1*, *2*, *3*, *13*, *15*. Рулевая система предназначена для управления и ориентации второй ступени ракеты «Космос» за счет перераспределения продуктов разложения НДМГ с помощью распределителей *4*, *5*, *11*. Тяга двигательной установки регулируется.

Двигатель первой ступени ракет-носителей «Восток», «Союз»

На рис. 6.33 показан ЖРД РД-107 — первый в мире двигатель кислородного класса, использующий углеводородное горючее (разработан в 1954–1957 гг. в ОАО НПО «Энергомаш»).

Жидкостный ракетный двигатель РД-107 использовался как силовая установка первой ступени ракет-носителей «Восток», «Молния», «Союз», предназначенных для вывода космических летательных аппаратов на околоземную орбиту и к ближайшим планетам солнечной системы. Его данные следующие:

Топливо ..... жидкий кислород+
+углеводородное горючее
Тяга в пустоте ..... 1 МН
Удельный импульс в пустоте ..... 3070 м/с
Степень расширения ..... $p_а / p_к = 1 / 150$
Давление в камере сгорания ..... 0,6 МПа

Двигатель выполнен без дожигания генераторного газа. Привод ТНА осуществляется от ПГГ, работающего на перекиси водорода; ТНА имеет четыре насоса (окислителя, горючего, перекиси водорода и жидкого азота, используемого для наддува баков). Газификация жидкого азота производится в теплообменнике *8*, обогреваемом парогазом из ТНА; внутреннее охлаждение камеры — горючим, подаваемым через форсунки на головке; зажигание — внешнее, пиротехническое; запуск — ступенчатый, через предварительную ступень тяги; управление вектором тяги — с помощью рулевых ЖРД (С1-358) *1*. Тяга регулируется изменением расхода перекиси водорода, поступающего на привод ТНА.

В 2001 г. в НПО «Энергомаш» была проведена модернизация данного двигателя (индекс РД-107А (14Д22)), развивающего большие значения удельного импульса (3138 м/с).

Пневмогидравлическая схема двигателя первой ступени

На рис. 6.34 показана схема системы подачи топлива в двигатель RZ-2, состоящий из двух камер и имеющий следующие параметры:

Топливо ..... жидкий кислород + керосин
Тяга двигательной установки ..... 1,31 МН
Тяга одной камеры *P*:
на уровне моря ..... 0,6 МН

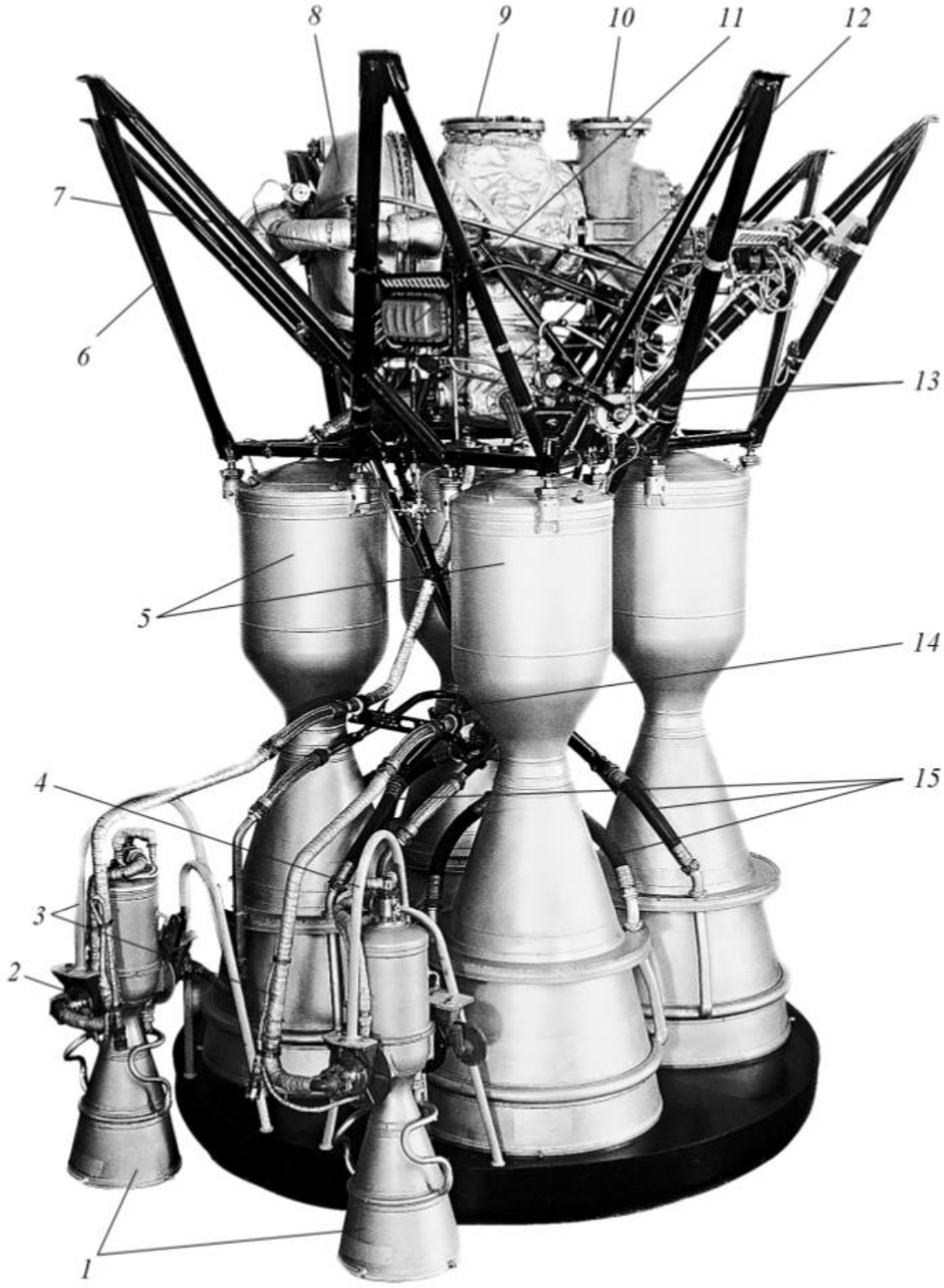


Рис. 6.33. ЖРД РД-107 «Восток»:
1 — рулевые ЖРД; *2* — узел качания и подвода окислителя; *3* — трубопроводы окислителя рулевых ЖРД; *4* — кронштейны макетные; *5* — основные камеры двигателя (4 шт.); *6* — силовая рама; *7* — ПГГ; *8* — корпус теплообменника на турбине; *9* — входной патрубок насоса окислителя; *10* — входной патрубок насоса горючего; *11* — датчик давления в камере сгорания; *12* — главный клапан окислителя; *13* — трубопроводы окислителя; *14* — главный клапан горючего; *15* — трубопроводы горючего

в конце активного участка (H = 75 км)	0,75 МН
Удельный импульс $I_у$:	
на уровне моря	2403 м/с
в конце активного участка (H = 75 км)	2835 м/с
Соотношение компонентов K_m:	
на уровне моря	2,16
в конце активного участка*	2,45
Давление в камере сгорания	3,75 МПа
Подача	турбонасосная
Привод ТНА	от восстановительного ЖГГ, работающего на основных компонентах с соотношением K_m = 0,351
Давление подачи:	
кислорода	5,19 МПа
керосина	5,43 МПа
Время работы ЖРД	160 с

*Увеличение K_m в конце активного участка происходит, во-первых, вследствие неодинакового изменения уровня жидкости в баках и, во-вторых, в результате увеличения ускорения от 1 g на старте до 10 g в конце активного участка (H = 75 км).

Некоторые параметры, характеризующие работу камеры двигателя и ТНА, приведены в § 5.1 и § 7.4.

Для обеспечения строгой последовательности запуска имеется электропневмосистема с блокировками, допускающими включение очередного агрегата только после поступления импульса, указывающего, что предыдущий агрегат свои функции выполнил. Пневматическая часть системы монтируется на двигателе, а электрическая часть состоит из наземного блока реле, связанного с коробкой реле на двигателе. Рабочее тело пневмосистемы (газообразный азот под давлением 5,12 МПа) хранится в шести баллонах, размещенных на ракете. Перед началом запуска двигатели ракеты подключены к пусковым топливным бакам *21* (см. рис. 6.34), размещенным на наземной установке. После нажатия кнопки «Пуск» вступает в действие наземная и бортовая системы автоматики, и запуск двигательной установки производится в следующем порядке.

От наземной системы по трубкам *18* подается азот для наддува пусковых бачков *21* и баков со смазкой для редуктора. В камере сгорания воспламеняется пиротехнический запальник *19* и после перегорания в нем электрического контакта посредством электропневматической связи открываются главный клапан кислорода *17* и клапан подачи пускового горючего *15*. Кислород под давлением статического напора в баке двигательной установки и керосин под давлением наддува в пусковом бачке *21* поступают в камеру сгорания, где и воспламеняются от запальника *19*. Возникший факел пламени разрушает проволочный указатель воспламенения *23*, установленный на выходе из камеры. При этом включается запальник ЖГГ *6*; контакт в запальнике перегорает, и подается команда на открытие главного клапана керосина *20*. Открывается клапан ЖГГ *8*,

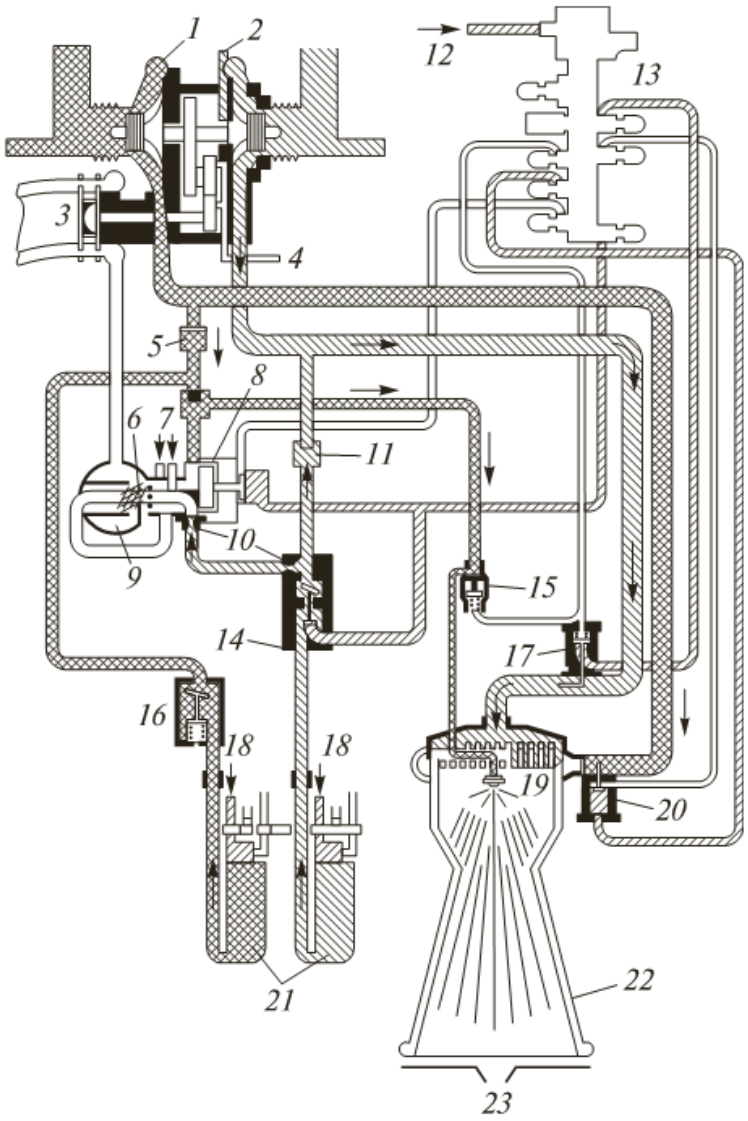


Рис. 6.34. Схема системы подачи топлива в двигатель RZ-2:
1 — насосы; *2* — дренаж; *3* — турбина; *4* — подвод смазки; *5* — обратный клапан; *6* — запальник; *7* — дренаж; *8* — клапан ЖГГ; *9* — ЖГГ; *10* — дроссель (жиклер); *11* — обратный клапан; *12* — азот высокого давления от бортовой системы; *13* — распределитель подачи азота; *14* — наполняющий и обратный клапаны жидкого кислорода; *15* — клапан подачи пускового горючего; *16* — наполняющий и обратный клапаны керосина; *17* — главный кислородный клапан; *18* — подвод азота от наземной установки; *19* — запальник; *20* — главный клапан керосина; *21* — наземные баки горючего и окислителя; *22* — камера; *23* — проволочный контакт

компоненты поступают в ЖГГ, а продукты сгорания — из ЖГГ на турбину *3*. В результате происходит раскрутка ТНА и насосы начинают подавать компоненты через главные клапаны в камеру сгорания.

Когда давление на выходе из насосов превышает давление подачи из пусковых бачков, открываются обратные клапаны *5* и *11* и в ЖГГ начинают поступать компоненты от бортовой системы подачи. При этом клапаны наземной пусковой системы *14* и *16* закрываются.

Время выхода на режим полной тяги от момента начала запуска составляет 4 с.

Двигатель выключается от системы управления полетом ракеты. При этом закрываются клапан ЖГГ *8* и главный клапан кислорода *17*, а спустя 0,2 с закрывается клапан керосина *20*.

Двигатель первой ступени ракеты-носителя

На рис. 6.35 представлен общий вид ЖРД F-1 первой ступени ракеты-носителя «Сатурн-5», являвшегося одним из ведущих звеньев программы «Аполло». Оригинальные конструкторские решения, рациональная программа разработки, осуществленная в сравнительно короткие сроки сотрудниками компании Rocetdyne, позволили успешно выполнить семь лунных экспедиций

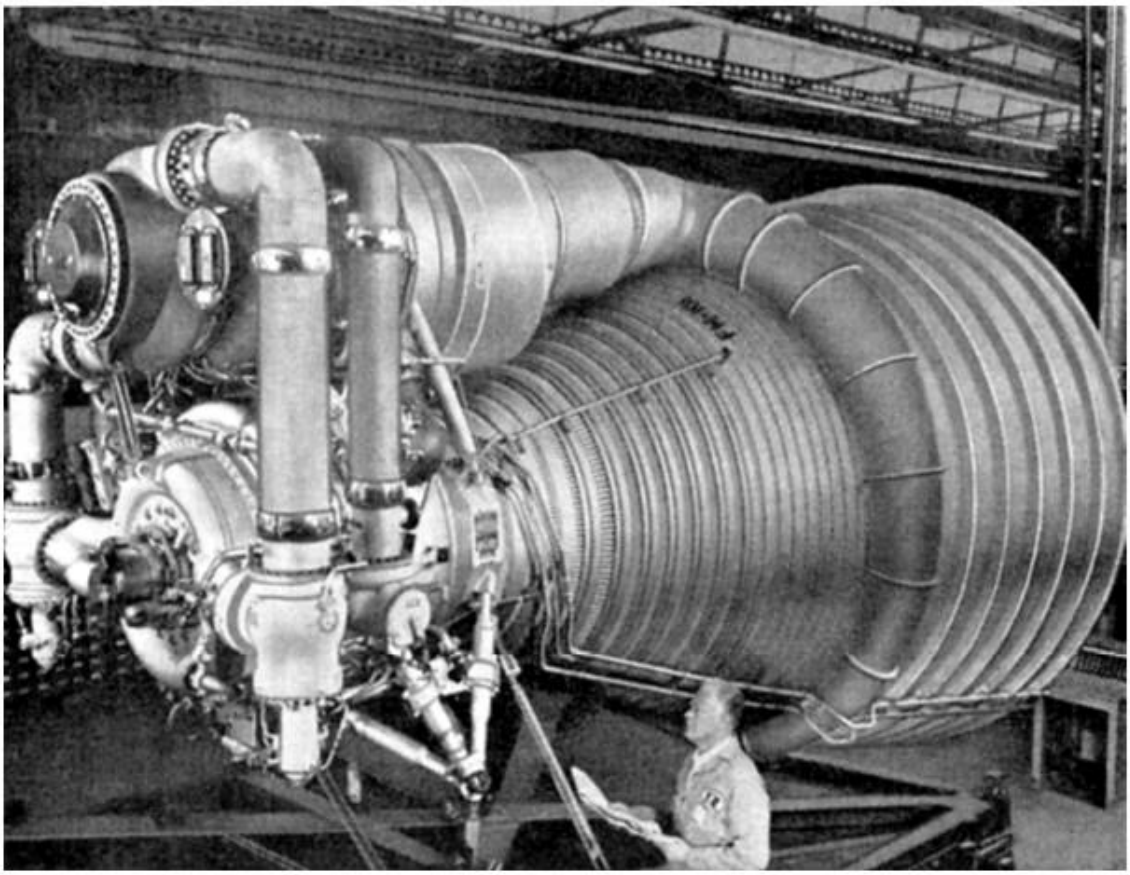


Рис. 6.35. ЖРД F-1 первой ступени ракеты-носителя «Сатурн-5»

и вывод на орбиту орбитальной станции Skylab. Отсутствие тогда в нашей стране аналогичного ЖРД можно считать одной из причин неудачи советской лунной программы.

Основные данные ЖРД (без дожигания восстановительного генераторного газа) следующие:

Топливо	O_2 + RP-1
Тяга на уровне моря	6770 кН
Удельный импульс	2600 м/с
Суммарный массовый расход топлива	2700 кг/с
Масса ЖРД	8,6 т
Давление в камере сгорания	7,78 МПа
Число пусков/отказов двигателей	65/0

На ракете-носителе «Сатурн-5» (стартовая масса 2890 т) было установлено пять двигательных установок F-1, что позволило реализовать стартовую тягу, равную приблизительно 33850 кН. Управление полетом ракеты осуществлялось отклонением четырех периферийных ЖРД, установленных в карданном подвесе вместе с турбонасосным агрегатом и топливной арматурой.

В настоящее время F-1 является самым мощным однокамерным ЖРД, выводившим в космос полезную нагрузку.

ЖРД разгонного блока «Фрегат»

На рис. 6.36 представлена принципиальная пневмогидравлическая схема двигателя С5.92* разработки КБХМ им. А.М. Исаева. Двигатель выполнен по схеме без дожигания генераторного газа, работает на топливе несимметричный диметилгидразин — азотный тетраоксид и в настоящее время используется в качестве маршевого двигателя разгонного блока (РБ) «Фрегат». Общий вид двигателя представлен на рис. 6.37.

Двигатель двухрежимный, многократного включения. Переход двигателя с режима большой тяги (20 кН) на режим малой тяги (14 кН) и обратно обеспечивается перенастройкой регулятора косвенного действия (золотник *6* и гидроредуктор *7* на рис. 6.36) при подаче и сбросе давления управляющего газа в чувствительные полости (из чувствительных полостей) этих агрегатов.

Золотник *6* (чувствительный орган) и гидроредуктор *7* (исполнительный орган) поддерживают за насосом ТНА заданное давление горючего путем изменения расхода горючего в газогенератор *3* привода турбины турбонасосного агрегата *15*, обеспечивая постоянство тяги двигателя.

Стабилизатор *13* поддерживает постоянство соотношения расходов компонентов топлива в камеру за счет изменения гидравлического сопротивления магистрали подачи окислителя в камеру, обеспечивая равенство давления окислителя на входе в камеру и давления горючего в горле трубы Вентури *8*. Особенностью данной системы поддержания соотношения расходов компонентов топлива в камеру является использование трубы Вентури *8* в качестве гидравлического устройства, обеспечивающего необходимое снижение в тракте подачи горючего на ~0,2 МПа для «обмана» стабилизатора с последующим восстановлением давления на конфузорном участке (потери давления по тракту ~0,3 МПа). Благодаря такому техническому решению значения энергомассовых характеристик двигателя повышаются за счет уменьшения требуемого для работы стабилизатора *13* перепада давления по магистрали окислителя камеры (снижения напора насоса окислителя).

Стабилизатор *1* поддерживает равенство давления окислителя и давления горючего на входе в газогенератор *3*. Таким образом достигается постоянство соотношения расходов компонентов топлива в газогенератор.

Конструкция двигателя обеспечивает многократный (до 10 раз) бесстартерный запуск. Это достигается за счет:

** Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок.* Под ред. Д.А. Ягодникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

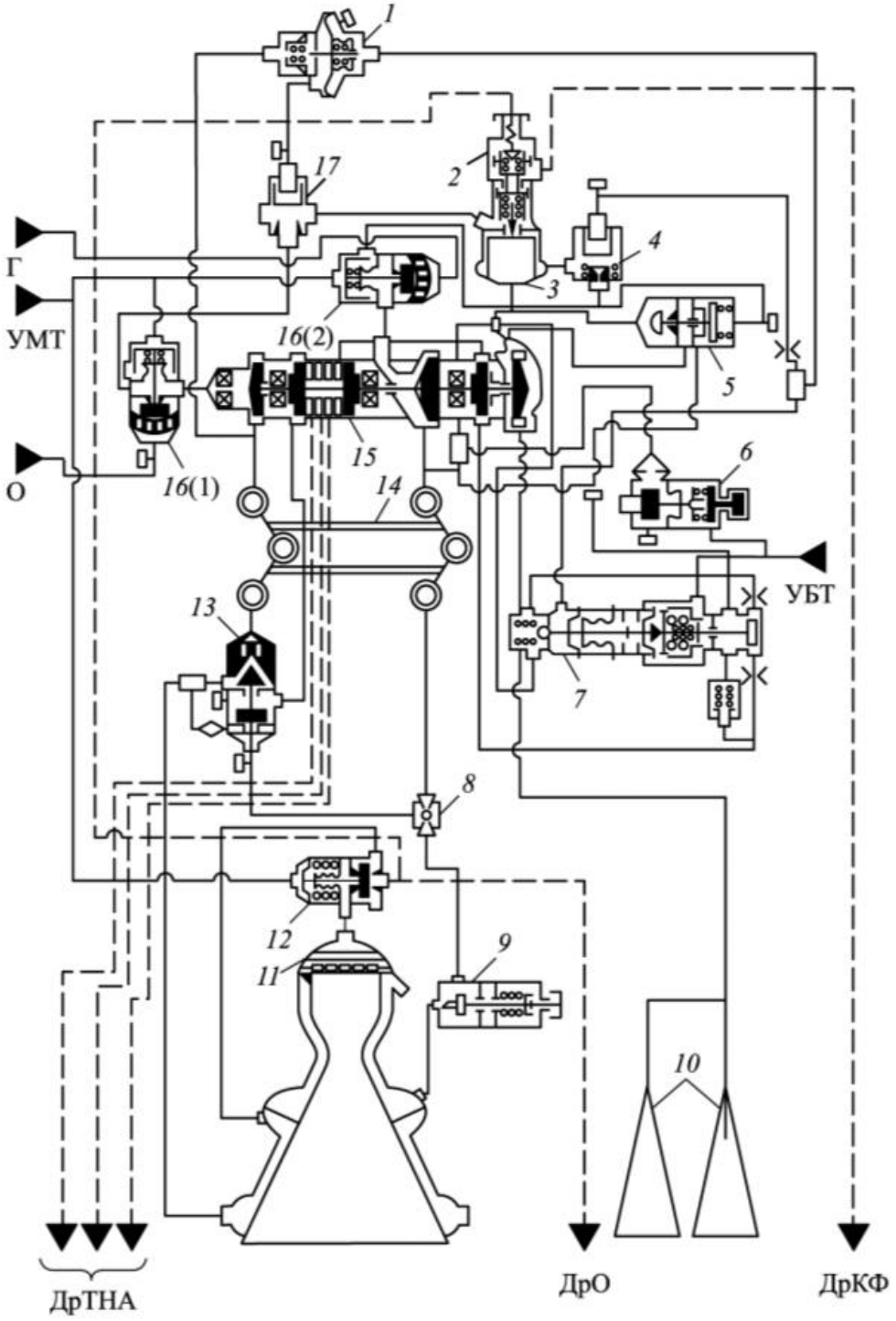


Рис. 6.36. Схема ЖРД без дожигания генераторного газа:
1 — стабилизатор генератора; *2* — клапан-форсунка; *3* — газогенератор; *4*, *17* — клапаны переключения; *5* — газовый клапан; *6* — золотник; *7* — гидроредуктор; *8* — труба Вентури; *9* — дроссель; *10* — выхлопные сопла; *11* — камера сгорания; *12* — пускоотсечный клапан; *13* — стабилизатор камеры; *14* — шарнирный трубопровод; *15* — ТНА; *16* — клапан входа; УМТ, УБТ — управление режимом малой и большой тяги соответственно; ДрТНА — дренаж полостей ТНА; ДрО — дренаж пускоотсечного клапана окислителя; ДрКФ — дренаж клапана-форсунки



Рис. 6.37. Двигатель С5.92

• опережающего поступления компонентов топлива в газогенератор привода турбины в пусковой период;

• увеличения мощности турбины ТНА в пусковой период путем увеличения расхода газа на ее привод.

При запуске двигателя в управляющие полости клапанов входа *16*(1), *16*(2) окислителя и горючего, пускоотсечного клапана *12* камеры *11* поступает управляющий газ. Клапаны *16*(1), *16*(2) открываются. Начинается заполнение полостей двигателя компонентами топлива со входов О и Г.

Подвижные элементы пускоотсечного клапана *12* перемещаются и отделяют полости камеры *11* от дренажной магистрали ДрО, соединяя их с полостями окислителя двигателя. Начинается заполнение полостей камеры окислителя.

Часть окислителя и горючего от клапанов входа *16*(1), *16*(2) по отдельным (пусковым) трубопроводам через нормально открытые клапаны переключения *4*, *17* поступают к газогенератору *3*. Давлением окислителя на входе в газогенератор *3* клапан-форсунка *2* открывается. Окислитель и горючее поступают через форсунки в огневую полость газогенератора *3*, где воспламеняются. Начинается горение окислителя и горючего в газогенераторе *3*, высокотемпературные продукты их сгорания поступают на привод турбины ТНА *15* через режимное сопло соплового аппарата турбины и через нормально открытый газовый клапан *5* и пусковое сопло. Число оборотов ротора ТНА *15* возрастает, напоры насосов окислителя и горючего повышаются.

Когда давления окислителя и горючего за насосами достигают определенных уровней, клапаны переключения *4*, *17* срабатывают и закрывают подачу окислителя и горючего в газогенератор *3* по пусковым магистралям. Начинается питание газогенератора *3* окислителем через стабилизатор *1*, горючим через гидроредуктор *7*.

При достижении определенного уровня давления горючего за насосом ТНА *15* (в управляющей полости газового клапана *5*) клапан *5* закрывается и перекрывает подачу газа из газогенератора *3* в пусковое сопло турбины ТНА. Двигатель выходит на установившийся режим работы.

Одной из особенностей двигателя С5.92 является *использование принципиально нового способа создания управляющих усилий по каналам управления КА*. Обычно в конструкции однокамерных ЖРД применяют карданов подвес камеры для ее поворота (качания) в двух плоскостях при управлении по каналам тангажа и рыскания. В двигателе С5.92 спроектирована система плоскопараллельного перемещения камеры с ходом (±30 мм) в двух плоскостях, что также обеспечивает создание управляющих усилий по тем же двум каналам управления КА. Возможность перемещения камеры обеспечивает специальный шарнирный трубопровод *14* (см. рис. 6.36).

Еще одна особенность двигателя С5.92 — *настройка его на заданное значение соотношения расходов компонентов топлива K_m через двигатель при его контрольно-технологических испытаниях* (КТИ). Каждый изготовленный двигатель проходит огневые КТИ, в процессе которых подтверждается качество его изготовления и соответствие основных параметров требованиям конструкторской документации. В ходе испытаний проводится пять включений двигателя продолжительностью 50 с каждое.

Настройка двигателя на заданное значение K_m выполняется стендовой системой управления, которая использует показания стендовых турбинных датчиков расхода, установленных в топливных магистралях на входах в двигатель. Собственно гидравлическую настройку осуществляет размещенный в напорной магистрали горючего дроссель *9* (см. рис. 6.36) со стендовым электроприводом, обеспечивающим перемещение дросселирующего элемента дросселя по команде системы управления.

При первом включении двигателя стендовая система управления проводит по определенному алгоритму настройку на заданное значение K_m. При втором и третьем включениях осуществляется визуальный контроль изменения K_m двигателя в процессе его работы. При четвертом включении в случае необходимости проводится «поднастройка» двигателя до требуемого значения K_m. После четвертого включения электропривод дросселя *9* снимают, а вал дросселя *9* фиксируют.

Введение процедуры настройки двигателя на заданное значение K_m позволило обеспечить отклонение этого параметра при натурном использовании в составе разгонного блока не более чем на ±2 % значения, полученного при КТИ. Указанное отклонение подтверждено результатами натурного использования двигателя, что позволило значительно уменьшить при заправке топливных баков разгонного блока гарантийные запасы компонентов топлива и, соответственно, улучшить энергомассовые характеристики разгонного блока.

Сравнение приведенных установок

Сравнение первых систем с системами более поздней разработки показывает, что требования к ЖРД как к силовой установке летательного аппарата резко возросли. Это относится к точности соблюдения параметров двигательной установки, ее экономичности и надежности. Используются более совершенные топлива, увеличивается значение тяги, создаваемой отдельными камерами и двигательной установкой в целом. Несмотря на это наблюдается тенденция к упрощению двигательных установок и их элементов.

Упрощение двигательных установок происходит как за счет применения более простых и рациональных схем, так и за счет совершенствования конструкций отдельных агрегатов.

Можно отметить несколько основных направлений упрощения элементов двигательной установки, прежде всего относящихся к ее запуску. Сложные электропневмосистемы заменяются более простыми и надежными системами. Совершенствование конструкции топливных клапанов позволяет упростить систему управления ими. Запуск двигательной установки также упрощается при использованиии для раскрутки ТНА порохового аккумулятора давления или подпора в топливных баках. Упрощаются различного рода регулирующие сервосистемы за счет объединения нескольких функций в одной сервосистеме.

В настоящее время упрощение конструкции ДУ достигается за счет использования для привода ТНА основных компонентов. Это позволяет не применять третий компонент (например, перекись водорода) со всеми системами, обеспечивающими его хранение и подачу.

Кроме того, упростить элементы конструкции двигательной установки позволяют более рациональная схема расположения трубопроводов и клапанов, применение гибких шлангов, паяных узлов, более совершенных способов крепления двигателей и способов зажигания в камере сгорания ЖРД.

Глава 7

Турбонасосные агрегаты

Основным агрегатом системы насосной подачи компонентов является *турбонасосный агрегат* (ТНА). Главными элементами ТНА являются насосы, подающие компоненты с заданным давлением, турбина, служащая для привода насосов, и газогенератор (ЖГГ или ПГГ), в котором получают рабочее тело турбины.

Проектирование ТНА включает проектирование этих элементов, а также вспомогательных устройств (пусковых устройств, патрубков и т. д.), общую их компоновку и определение характеристик совместной работы.

Методика проектирования насосов и турбин ТНА в принципе не отличается от общепринятых методик проектирования центробежных насосов и авиационных турбин, но должна учитывать особенности применяемых компонентов топлива, условий работы и компоновки двигательной установки ЖРД.

Основы теории и проектирования агрегатов и узлов ТНА подробно изложены в работах [2, 34, 35], поэтому рассмотрим только специфические особенности выбора основных параметров при проектировании отдельных агрегатов и ТНА в целом, а также некоторые характеристики ТНА.

7.1. Насосы для подачи компонентов в ЖРД

Насосы подразделяют на следующие принципиально разные типы: объемные, лопастные и струйные.

Объемные насосы подают жидкость, вытесняя ее каким-либо другим твердым телом, как, например, насосы плунжерные, поршневые, шестеренчатые и коловратные.

В *лопастных насосах* энергия, необходимая для повышения давления жидкости, сообщается лопатками вращающегося колеса. К числу лопастных относятся центробежные и осевые насосы.

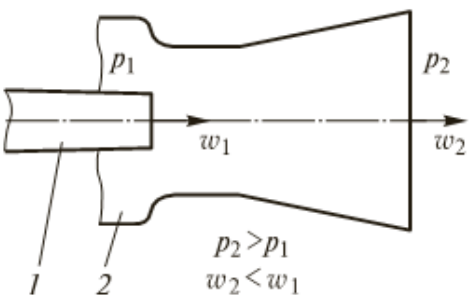


Рис. 7.1. Схема струйного насоса:
1 — сопло; *2* — насадок

Схема *струйного* (*инжекторного*) *насоса* показана на рис. 7.1. Здесь компонент поступает в насадок *2*. Из сопла *1* вытекает газ (или жидкость) высокой энергии, который увлекает компонент и прокачивает его через насадок в полость повышенного давления. Повышение давления определяется энергией струи, вытекающей из центрального сопла. Достоинство струйных насосов состоит в их конструктивной простоте и отсутствии вращающихся частей. Однако КПД

этих насосов невысок и для обеспечения подачи на привод требуется большее количество газа, чем для ТНА. Струйные насосы пока не нашли применения в ЖРД как основные и устанавливаются, в частности, на входе насоса окислителя ЖРД РД-253.

В турбонасосных агрегатах ЖРД обычно в качестве основных применяются центробежные насосы. В некоторых случаях для предотвращения кавитации в ТНА устанавливаются дополнительные *осевые* (*шнековые*) или струйные преднасосы. При больших объемных расходах компонентов возможно применение осевых насосов в качестве основных.

Основными достоинствами, определяющими преимущественное использование этих видов насосов в ЖРД, являются:

— обеспечение высоких давлений подачи и производительности при малых габаритах и массе;

— возможность работы на агрессивных и низкокипящих компонентах;

— возможность работы с большим числом оборотов и удобство использования турбины для их привода.

Схемы центробежных насосов

На рис. 7.2 приведена схема одноступенчатого центробежного насоса. Жидкость по входному патрубку *1* подается на вращающееся колесо *2*. В колесе насоса жидкость движется по каналу, образованному стенками колеса и лопатками *3*. Усилие, действующее со стороны лопаток колеса на жидкость, заставляет ее двигаться так, что запас энергии в единице массы жидкости увеличивается. При этом происходит прирост как потенциальной энергии (статического давления), так и кинетической энергии жидкости (абсолютной ее скорости). По выходе из колеса жидкость поступает в диффузор *4*, где уменьшается ее

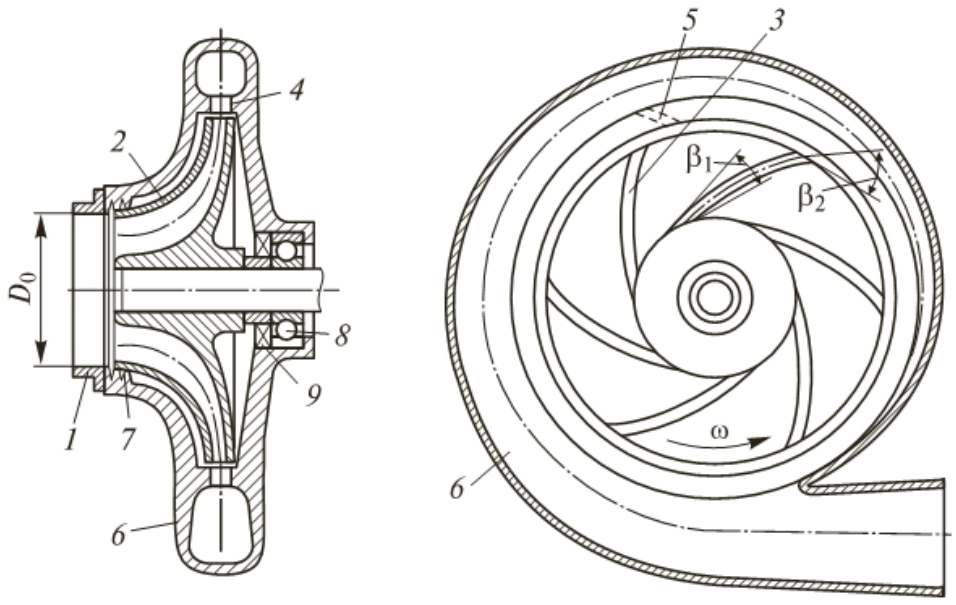


Рис. 7.2. Схема центробежного насоса:
1 — входной патрубок; *2* — колесо насоса; *3* — лопатки; *4* — диффузор; *5* — лопатки диффузора; *6* — сборник, или улитка; *7* — переднее уплотнение; *8* — подшипник вала; *9* — уплотнение подшипника

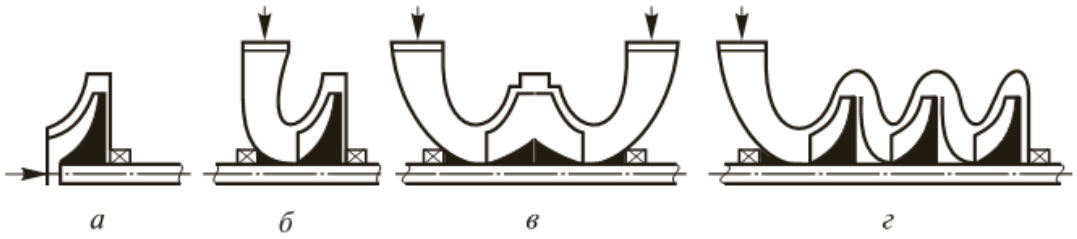


Рис. 7.3. Схемы центробежных насосов:
а — с осевым входом; *б* — со спиральным входом; *в* — с двухсторонним входом; *г* — многоступенчатый насос

абсолютная скорость и дополнительно возрастает давление. Простейший диффузор состоит из гладких дисков, составляющих его стенки, и называется *безлопаточным*. Лопаточный диффузор имеет неподвижные лопатки *5* (на рис. 7.2 показаны пунктиром), которые способствуют более быстрому гашению скорости потока. Пройдя диффузор, жидкость поступает в спиральный канал (улитку) *6*, назначение которого состоит в том, чтобы собирать жидкость, выходящую из колеса, а также уменьшать ее скорость. По нагнетающему патрубку жидкость подается в сеть.

Чтобы уменьшить перетекание жидкости из полости высокого давления (диффузора, улитки) в область низкого давления, в насосе делаются уплотнения *7*.

Центробежные насосы выполняют с осевым, спиральным или двойным входом, одно- или многоступенчатые. Выбор осевого или спирального входа (рис. 7.3, *а*, *б*) определяется, в первую очередь, условиями компоновки ТНА и двигательной установки. Двойной вход (рис. 7.3, *в*) выполняют при больших расходах для уменьшения скорости на входе и тем самым для улучшения антикавитационных свойств насоса. Многоступенчатые насосы (рис. 7.3, *г*) применяют при необходимости получения особенно больших напоров.

Основные параметры, характеризующие работу насоса

Для расчета насоса и оценки его основных свойств наиболее важными являются следующие параметры.

1. *Объемный расход жидкости*, проходящей через насос Q, определяется из найденного в типовом расчете массового расхода компонента ($\dot{m}_г$ или $\dot{m}_о$) по соотношению

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}, \tag{7.1}$$

где ρ — плотность компонента.

2. *Напор насоса*. Напор, создаваемый насосом, определяется необходимым давлением подачи $p_{под}$ по формуле (6.12). Из этого давления необходимо вычесть давление жидкости на входе в насос. Таким образом, перепад давлений, создаваемый насосом, запишем следующим образом:

$$\Delta p_н = p_{под} - p_{вх}. \tag{7.2}$$

Напор насоса H выражается в Дж/кг и характеризует увеличение энергии 1 кг подаваемого компонента:

$$H = \frac{\Delta p_{\text{н}}}{\rho} = \frac{p_{\text{под}} - p_{\text{вх}}}{\rho}. \tag{7.3}$$

3. *КПД насоса*. Потери в насосе и полный его КПД $\eta_{\text{н}}$ характеризуются тремя КПД: объемным $\eta_{\text{о}}$, гидравлическим $\eta_{\text{г}}$ и механическим $\eta_{\text{м}}$.

Объемный КПД $\eta_{\text{о}}$ определяется количеством жидкости, перетекающей из полости высокого давления обратно в полость низкого давления, и утечками жидкости из полости высокого давления через уплотнения. Таким образом,

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q}{Q_{\text{о}}}, \tag{7.4}$$

где $Q_{\text{о}}$ — объемный расход жидкости, проходящий через колесо насоса.

Величина $\eta_{\text{о}}$ зависит от конструкции насоса и давлений подачи. Для насосов ЖРД $\eta_{\text{о}} = 0{,}9–0{,}95$.

Гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ характеризует гидравлические потери в насосе. Эти потери складываются из потерь, связанных со срывом и ударом потока на входе в колесо, диффузор, улитку и выходной патрубок $\Delta h_{\text{уд}}$, и потерь из-за трения жидкости о стенки каналов $\Delta h_{\text{тр}}$, т. е.

$$\Delta h_{\text{г}} = \Delta h_{\text{уд}} + \Delta h_{\text{тр}}. \tag{7.5}$$

Гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ определяется отношением действительного напора H, создаваемого насосом, к теоретическому напору $H_{\text{т}}$:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H_{\text{т}}}. \tag{7.6}$$

Для насосов ЖРД $\eta_{\text{г}} = 0{,}7–0{,}9$. Произведение $\eta_{\text{г}}\eta_{\text{о}} = \eta_{\text{вн}}$ называют *внутренним* КПД.

Механический КПД $\eta_{\text{м}}$ характеризует потери мощности из-за трения в подшипниках, уплотнениях, а также трения, возникающего при вращении колеса насоса в жидкости (*дисковое трение*). Механические потери сильно различаются в зависимости от конструктивного исполнения насоса. Для насосов ЖРД $\eta_{\text{м}} = 0{,}85–0{,}98$.

Полный КПД насоса определяем по формуле

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{г}}\eta_{\text{м}}. \tag{7.7}$$

Полный КПД определяет долю полезных затрат мощности $N_{\text{ж}}$ на создание напора H от всей затраченной мощности $N_{\text{н}}$, т. е.

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{ж}}}{N_{\text{н}}}. \tag{7.8}$$

Для насосов ЖРД $\eta_{\text{н}} = 0{,}5–0{,}85$.

4. *Полезная мощность* определяется по формуле

$$N_{\text{ж}} = QH\rho, \text{ Вт}. \tag{7.9}$$

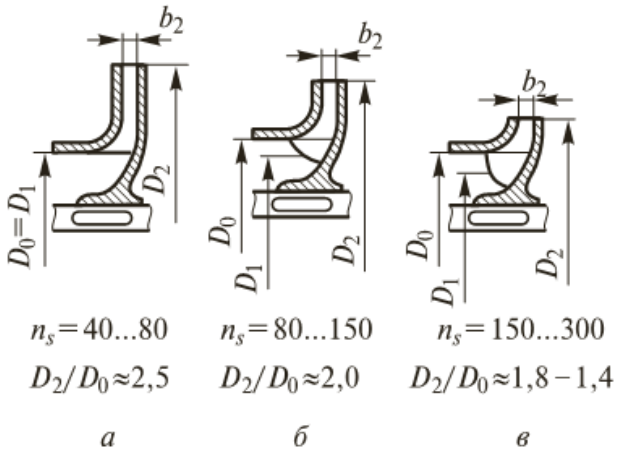


Рис. 7.4. Форма колеса насоса в зависимости от n_s:
а — тихоходное колесо; *б* — нормальное колесо; *в* — быстроходное колесо

Потребная мощность, затраченная на привод насоса $N_н$, вследствие потерь будет больше полезной мощности и в соответствии с формулой (7.8) имеет вид

$$N_н = \frac{QH\rho}{\eta_н} = \frac{\dot{m}\left(p_{под} - p_{вх}\right)}{\rho\eta_н} \tag{7.10}$$

(давления $p_{под}$ и $p_{вх}$ выражены в Па).

5. *Коэффициент быстроходности насоса* n_s — число оборотов эталонного насоса, геометрически подобного натурному, имеющему тот же гидравлический и объемный КПД, но с напором в 1 Дж/кг и полезной мощностью в 1 Вт. В общем случае имеем

$$n_s = 193{,}3\omega\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \tag{7.11}$$

где w — угловая скорость вращения вала.

Величина n_s характеризует форму колеса насоса (рис. 7.4). Действительно, при данном числе оборотов вала большее значение n_s соответствует бóльшим расходам Q и меньшим напорам H. Увеличение Q и уменьшение H приводит к увеличению проходного сечения канала колеса (ширины) и к уменьшению выходного диаметра колеса D_2. Таким образом, при больших значениях n_s канал колеса будет коротким и широким. С уменьшением n_s канал сужается, а отношение D_2/D_1 увеличивается.

Насосы большинства ЖРД, за исключением перекачивающих жидкий водород, имеют относительно малые расходы Q и большие напоры H, т. е. малые значения n_s (обычно меньше 100).

План скоростей на входе в колесо и расположение лопаток

Компонент поступает во входную часть колеса со скоростью

$$c_0 = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - d_{вт}^2\right)^2}, \tag{7.12}$$

где D_0 и $d_{вт}$ — наружный диаметр входного отверстия и диаметр втулки колеса насоса (см. рис. 7.5).

При расчетах обычно считают, что скорость c_0 направлена вдоль оси насоса, не учитывая возможную закрутку потока (например, в шнековом преднасосе).

Меридиональная составляющая скорости, с которой жидкость поступает на лопатки, в общем случае вычисляется по формуле

$$c_{1m} = \frac{Q_0}{F_1}, \tag{7.13}$$

где F_1 — площадь проходного сечения, являющегося поверхностью вращения, образующая которой нормальна к меридиональной составляющей скорости (см. рис. 7.6, 7.12).

С учетом загромождения (стеснения) проходного сечения лопатками имеем

$$F_1 = \pi D_1 b_1 \psi_1, \tag{7.14}$$

где D_1 — средний диаметр входа на кромку лопатки (рис. 7.5); b_1 — ширина входа; $\psi_1 < 1$ — коэффициент стеснения проходного сечения лопатками.

Согласно схеме, приведенной на рис. 7.6, имеем

$$\psi_1 = \frac{t - s_1}{t} = 1 - \frac{\delta_1 z}{\pi D_1 \sin\beta_{1л}}, \tag{7.15}$$

где δ_1 — толщина лопатки; z — число лопаток; t — шаг между лопатками; $\beta_{1л}$ — угол наклона лопатки на входе.

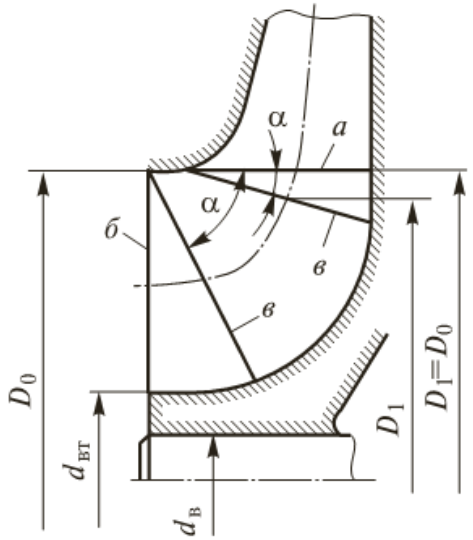


Рис. 7.5. Входная часть колеса насоса: *а* — кромка лопатки параллельна оси насоса; *б* — кромка лопатки двоякой кривизны; *в* — кромка лопатки наклонена под углом α

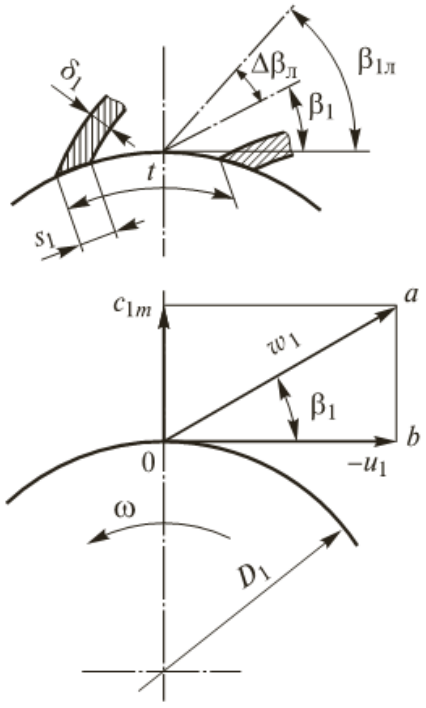


Рис. 7.6. План скоростей на входе в колесо

Величина ψ_1 в большой степени зависит от размеров насоса. Для крупных насосов ЖРД $\psi_1 = 0{,}85–0{,}9$.

Кромка лопаток может быть параллельна оси колеса или расположена под некоторым углом α. Проще выполнить лопатки, кромки которых параллельны оси насоса, а лопатки начинаются там, где поворот жидкости в основном уже закончен. При этом диаметр входа на кромку лопатки D_1 часто делают равным диаметру входа колеса D_0 (см. рис. 7.5).

Однако при таком расположении кромок входная часть колеса не используется для сообщения энергии жидкости. Иногда лопатки делают более длинными и выносят во входную часть колеса. Колесо с такими лопатками обладает лучшими антикавитационными качествами. При этом для обеспечения плавного входа жидкости лопатка должна иметь по всей кромке сложнофасонную поверхность двойной кривизны.

Попадая на колесо, жидкость получает относительно колеса некоторую скорость, которая называется *относительной скоростью* w. В любой точке колеса она складывается из меридиональной скорости жидкости c_m и окружной скорости данной точки колеса, взятой с противоположным знаком, т. е. $-u$. Окружную скорость необходимо брать со знаком «минус», поскольку если предположить, что колесо неподвижно, то жидкости, поступающей на колесо, необходимо сообщить угловую скорость, равную угловой скорости вращения колеса. Следовательно, каждая точка жидкости при относительном движении получает окружную скорость $-u$. Например, при входе на лопатки окружная скорость жидкости относительно колеса

$$-u_1 = -D_1 \frac{\omega}{2}. \tag{7.16}$$

Относительная скорость на входе может быть рассчитана по уравнению

$$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + u_1^2}. \tag{7.17}$$

Ее направление определяется углом β_1, который отсчитывается от отрицательного направления окружной скорости,

$$\mathrm{tg}\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}. \tag{7.18}$$

На рис. 7.6 приведен план скоростей при входе на лопатку. Он представляется в виде треугольника Oab и поэтому часто называется *треугольником скоростей*.

Для того чтобы поток вошел на колесо без удара, т. е. с минимальными потерями, необходимо соответствие относительной скорости потока и формы канала, образованного лопатками колеса. Как следует из опыта эксплуатации насосов, колесо работает лучше, если угол установки лопатки на входе $\beta_{1л}$ несколько больше угла β_1.

Таким образом, на входе в колесо лопатка загнута против направления вращения под углом $\beta_{1л}$ так, чтобы угол атаки входных кромок лопатки $\Delta\beta_л$ был положительным:

$$\Delta\beta_л = \beta_{1л} - \beta_1 > 0,$$

причем $\Delta\beta_л = 5\ldots15°$.

Если входная кромка имеет большой наклон, разные точки этой кромки имеют разную окружную скорость u, соответственно и углы $\Delta\beta_л$ различны. Перепад давления при обтекании входной кромки колеса пропорционален квадрату относительной скорости w_1. В целях предотвращения кавитации желательно, чтобы скорость w_1 была возможно меньшей.

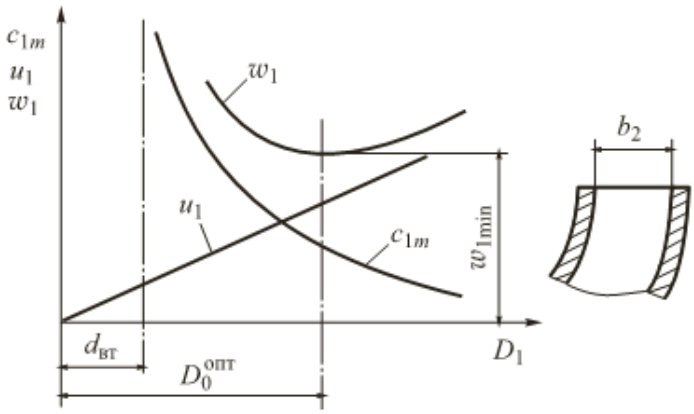


Рис. 7.7. Изменение скорости w_1 в зависимости от среднего диаметра входа на колесо

Согласно выражению (7.17) w_1 зависит от величин c_{1m} и u_1. В свою очередь, согласно равенствам (7.13) и (7.16) с увеличением диаметра входа колеса D_0, а следовательно, и D_1, меридиональная скорость c_{1m} уменьшается, а окружная скорость u_1, наоборот, увеличивается (рис. 7.7). Очевидно, можно найти оптимальный диаметр входа $D_0^{опт}$, при котором скорость w_1 будет наименьшей.

В результате исследований условий, при которых падение давления при входе на лопатки будет минимальным, было получено выражение для определения эквивалентного диаметра входа, известное как первая формула С. С. Руднева:

$$D_{1э} = 0,47k_0\sqrt[3]{\frac{Q_0}{\omega}} \text{ м}, \qquad (7.19)$$

где $D_{1э} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}$, $k_0 = 5$–6.

План скоростей на выходе из колеса

Рассмотрим план скоростей на выходе из колеса (рис. 7.8), где поток жидкости имеет определенную скорость движения w_2 относительно колеса по каналу, образованному лопатками. Эту скорость можно вычислить, используя уравнение расхода жидкости, движущейся по каналу колеса. Ось канала, а следовательно, и ось потока, если он совпадает с каналом, имеют относительно колеса направление, определяемое углом лопаток на выходе из колеса β_2, отсчитываемым от отрицательного направления окружной скорости в направлении вращения колеса.

Площадь поперечного сечения этого канала равна произведению ширины колеса b_2 на второй размер сечения канала, перпендикулярный оси потока и равный $t \sin \beta_2$. Для всего колеса выходное сечение составляет $zb_2t \sin \beta_2$,

но так как $tz = \pi D_2$, то оно будет равно $\pi D_2 b_2 \sin\beta_2$. Поэтому относительная скорость с учетом стеснения на выходе вычисляется по формуле

$$w_2 = \frac{Q_0}{\pi D_2 \psi_2 b_2 \sin\beta_2}, \tag{7.20}$$

где ψ_2 — коэффициент стеснения потока лопатками на выходе.

Так же, как и для входа в колесо, имеем

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{\pi D_2 \sin\beta_2}, \tag{7.21}$$

где δ_2 — толщина лопатки на выходе из колеса.

Коэффициент стеснения на выходе ψ_2 составляет 0,93–0,97. Вектор скорости w_2 приблизительно сонаправлен оси канала и составляет угол β_2, равный углу наклона лопатки на выходе.

Кроме относительной скорости w_2, поток на выходе из колеса имеет также переносную скорость, равную окружной скорости u_2 колеса на выходе. Эту скорость поток по инерции будет сохранять и после выхода из колеса. Абсолютная скорость c_2 потока на выходе будет равна геометрической сумме этих двух скоростей.

В расчете насосов существенную роль играют проекции абсолютной скорости c_2 на направление окружной скорости: так называемая *окружная составляющая абсолютной скорости* c_{2u}, и на направление радиуса колеса — *меридиональная составляющая абсолютной скорости* c_{2m}.

Меридиональная скорость с учетом стеснения потока лопатками на выходе определяется по формуле

$$c_{2m} = w_2 \sin\beta_2 = \frac{Q_0}{\pi D_2 \psi_2 b_2}. \tag{7.22}$$

Колеса насосов обычно проектируются так, что скорость c_{2m} примерно равна или несколько меньше скорости c_{1m}.

Окружная составляющая абсолютной скорости c_{2u} может быть вычислена исходя из того, что проекция результирующей скорости на какое-либо направление равна сумме проекций ее составляющих на это же направление. Проекция переносной скорости потока u_2 на направление касательной равна ее собственной величине, а проекция относительной скорости

$$-w_2 \cos\beta_2 = -\frac{c_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2},$$

откуда в соответствии с планом скоростей, приведенном на рис. 7.8, получаем

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2}. \tag{7.23}$$

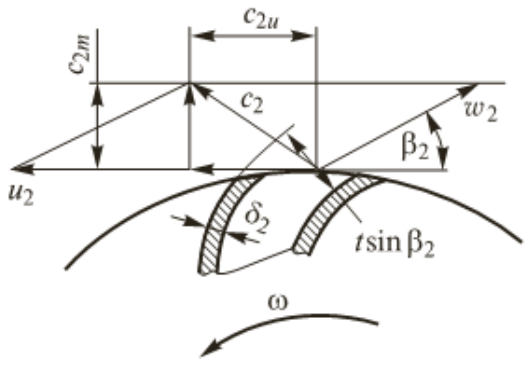


Рис. 7.8. План скоростей на выходе из колеса

Теоретический напор, создаваемый насосом

Теоретический напор, создаваемый центробежным насосом, может быть вычислен по уравнению Эйлера:

$$H_{т\infty} = u_2 c_{2u\infty} - u_1 c_{1u}, \tag{7.24}$$

где $H_{т\infty}$ — напор, создаваемый колесом при бесконечном числе лопаток; c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе.

Поскольку закрутка потока на входе в направлении окружной скорости (т. е. скорости c_{1u}) будет при всех прочих условиях уменьшать напор, создаваемый насосом, то при проектировании обычных колес стремятся обеспечить радиальный подвод жидкости к колесу так, чтобы скорость c_{1u} была равна нулю. Тогда формула (7.24) преобразуется в основное расчетное уравнение насоса:

$$H_{т\infty} = u_2 c_{2u\infty}. \tag{7.25}$$

Этот напор складывается из повышения статического давления в жидкости и увеличения динамического напора за счет повышения ее абсолютной скорости.

Поскольку $u_2 = D_2\omega / 2$, а величина c_{2u} пропорциональна u_2, то теоретический напор, создаваемый насосом, будет зависеть от квадрата окружной скорости:

$$H_{т\infty} = k_н u_2^2 = k_н \left(\frac{D_2\omega}{2} \right)^2, \tag{7.26}$$

где $k_н < 1$ — коэффициент, определяемый конструкцией насоса.

Из формулы (7.26) следует, что при заданных размерах колеса напор пропорционален квадрату угловой скорости, а при заданных оборотах напор пропорционален квадрату диаметра колеса.

Используя формулу Эйлера в виде (7.24) или (7.25), необходимо подставлять в нее действительные значения скорости c_{2u}, которую имеют струйки жидкости, выходящие из колеса. Согласно плану скоростей на выходе из колеса предполагаем, что поток, движущийся по колесу, полностью следует за профилем лопаток. Однако это возможно только теоретически, а именно тогда, когда на колесе было бы размещено бесконечно большое число бесконечно тонких лопаток. При конечном числе лопаток только струйки, непосредственно касающиеся передней (по ходу колеса) поверхности лопатки, движутся за профилем лопатки. Более удаленные от лопатки струйки имеют угол выхода с колеса, меньший, чем угол β_2, на угол недокрутки струйки $\Delta\beta_2$ (рис. 7.9). По этой причине (см. рис. 7.8) при одном и том же значении w_2 скорости c_{2u} для этих струек становятся меньшими, а напор, вычисляемый по формуле (7.24), в удаленных струйках также уменьшается.



Рис. 7.9. Угол недокрутки $\Delta\beta_2$

При выравнивании напора отдельных струек общий теоретический напор $H_т$, создаваемый колесом с конечным числом лопаток, будет меньше напора, который создало бы колесо с бесконечно большим числом лопаток $H_{т\infty}$. Связь между этими напорами определяется соотношением

$$H_т = \frac{H_{т\infty}}{1+p}, \tag{7.27}$$

где величина p учитывает снижение напора при учете конечного числа лопаток; чем больше снижение напора, тем больше p.

Величину p можно вычислить по приближенной формуле

$$p = 2\frac{\psi}{z}\frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \tag{7.28}$$

Величина p, а следовательно, и снижение напора будет тем больше, чем меньше число лопаток z и чем короче канал между лопатками (чем больше отношение D_1/D_2). Величина ψ учитывает качество обработки колеса и выходной угол лопатки; она вычисляется для колес центробежных насосов по соотношению

$$\psi = (0{,}55\ldots0{,}68) + 0{,}6\sin\beta_2. \tag{7.29}$$

Снижение напора, создаваемого колесом за счет конечного числа лопаток, не вызывает увеличения необходимой работы или мощности, затрачиваемой на вращение колеса. Это происходит потому, что если колесо не полностью закручивает поток, то и энергия, соответствующая недокрутке, не отбирается потоком от колеса. Таким образом, для снижения напора при учете конечного числа лопаток требуются только изменение размеров колеса или увеличение числа оборотов (увеличения u_2), что не приводит к потере работы и не должно учитываться в коэффициентах полезного действия колеса.

Как видно из формулы (7.25), теоретический напор колеса зависит от плана скоростей на выходе из насоса; план скоростей в значительной мере определяется углом β_2.

Кавитация

Кавитацией, или *холодным кипением*, называется возникновение в потоке жидкости в зоне минимального давления разрывов или пустот, заполняемых парами жидкости.

В общем случае согласно уравнению Бернулли при отсутствии потерь формула полного напора жидкости имеет вид

$$p_0 = p + \frac{\rho w^2}{2},$$

откуда статическое давление в потоке

$$p = p_0 - \frac{\rho w^2}{2}.$$

При высоких скоростях движения потока статическое давление может стать меньше давления насыщенных паров p_s и тогда происходит закипание жидкости, т. е. возникает кавитация.

В колесе центробежного насоса в отношении кавитации наиболее опасным является сечение входа жидкости на лопатки колеса, где полное давление жидкости минимально (насос еще не сообщил жидкости энергии), а абсолютная и относительная скорости потока велики.

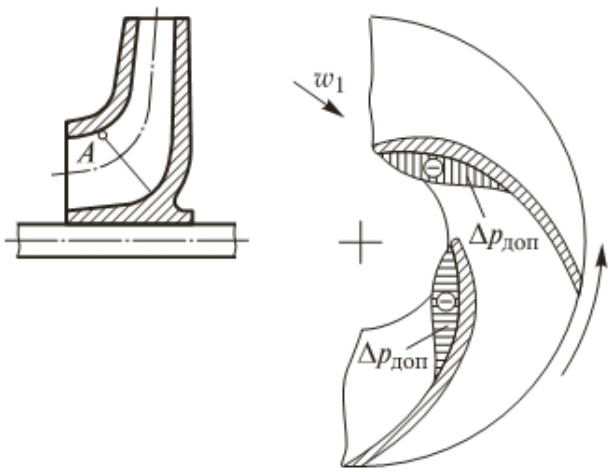


Рис. 7.10. Область пониженного давления при обтекании лопаток насоса

Ввиду высоких относительных скоростей при входе на лопатку возможно образование полостей пониженного давления с задней стороны лопатки (рис. 7.10), т. е. возможно возникновение кавитации. Кроме того, неравномерное поле абсолютных скоростей при подходе к лопатке вызывает дополнительное падение давления в струйках, где скорость больше средней.

Наименьшее давление при входе на лопатки $p_{\min}$ может быть определено как разность статического давления на входе в колесо $p_{вх}$ и дополнительного падения давления $\Delta p_{доп}$ вследствие образования зон пониженного давления и неравномерности абсолютных скоростей, т. е.

$$p_{\min} = p_{вх} - \Delta p_{доп}. \tag{7.30}$$

Выпишем условие бескавитационной работы:

$$p_{вх} - \Delta p_{доп} = p_{\min} > p_s,$$

или

$$p_{вх} - p_s > \Delta p_{доп}. \tag{7.31}$$

Величина $(p_{вх} - p_s)$ характеризует напор, который еще может быть использован для увеличения скорости потока без возникновения кавитации, ее называют *кавитационным запасом*.

При прочих равных условиях увеличение числа оборотов насоса n и расхода Q_0 приводит к увеличению относительной и абсолютной скоростей потока (см. (7.13), (7.16)), а следовательно, и к увеличению опасности возникновения кавитации. С ростом n и Q_0 кавитация на лопатках возникает при меньших давлениях на входе.

Кавитация нарушает нормальную работу насоса по двум причинам.

Во-первых, вследствие того, что часть объема, подаваемого насосом, оказывается заполненной парами жидкости, происходит падение напора и уменьшение расхода подаваемой жидкости.

Во-вторых, при попадании жидкости, имеющей в своей массе паровые мешки, в область более высоких давлений пар конденсируется и заполнение объема паровых мешков жидкостью (схлопывание пузырьков) происходит

с большой скоростью (до 1500…1800 м/с), что приводит к гидравлическому удару в момент заполнения объема. Совокупность направленных гидравлических ударов в фокус полусферы паровых объемов, находящихся на поверхности лопаток, вызывает эрозионное разрушение металла.

Поскольку кавитационная эрозия развивается постепенно, то ввиду малой продолжительности работы насосов ЖРД она не опасна, однако кавитация в насосах ЖРД недопустима из-за падения напора и уменьшения объемного расхода.

Изменение напора при возникновении кавитации характеризуется так называемыми *кавитационными характеристиками*.

Различают *срывные характеристики* (рис. 7.11, *а*, *б*), т. е. зависимость напора H от давления на входе $p_{вх}$ (или величины $p_{вх} - p_s$), и *кавитационные характеристики*, выражающие зависимость предельного давления на входе $p_{вх.кав}$, ниже которого начинается кавитация, от угловой скорости и расхода Q. Срывные характеристики получают по результатам испытания насосов при заданных расходе и числе оборотов.

Предельное давление на входе $p_{вх.кав}$, ниже которого начинается кавитация, определяется как давление, при котором падение напора составляет 2…3 %. На основании серии проведенных испытаний строят кавитационные характеристики $p_{вх.кав} = f(w, Q)$ (рис. 7.11, *в*). Кавитационные свойства насоса надежно устанавливаются только опытным путем.

При расчете насосов одной из основных задач является определение максимально допустимого по условиям кавитации числа оборотов насоса при заданных давлении на входе и расходе компонента. Исходя из условия бескавитационной работы (7.31), проведя анализ составляющих $\Delta p_{доп}$, получим расчетную формулу для определения максимально допустимой угловой частоты вращения насоса (формула С. С. Руднева) [35]:

$$c_{кр} = 298\omega_{max} \frac{\sqrt{Q}}{\left[\left(p_{вх} - p_s\right)/\rho\right]^{3/4}}. \qquad (7.32)$$

Здесь $c_{кр}$ — критический коэффициент кавитации, который определяется опытным путем и характеризует кавитационные качества насоса, т. е. степень предрасположения насоса к кавитации при снижении $p_{вх}$.

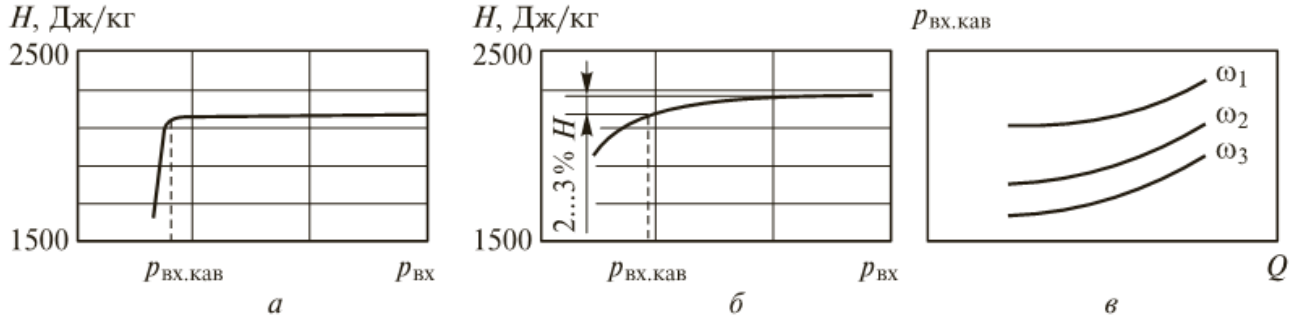


Рис. 7.11. Кавитационные характеристики:
а, *б* — срывные характеристики; *в* — кавитационная характеристика $p_{вх.кав} = f(w, Q)$, $w_1 > w_2 > w_3$

Впервые коэффициент $c_{кр}$ предложен С.С. Рудневым, поэтому его часто называют *коэффициентом Руднева*. Для обычных насосов $c_{кр}$ = 800–1100. Для колес с высокими антикавитационными свойствами, имеющих особые формы и лопатки специального профиля, $c_{кр}$ может достигать значений 2000–2200. При применении осевых или шнековых преднасосов, что является одной из основных мер предотвращения кавитации, величина $c_{кр}$ возрастает до значений 3000–3100. Имеются данные, что с помощью преднасосов удается повысить $c_{кр}$ до значений 3500–4500 [35]. Шнековый преднасос не только повышает давление жидкости, но и создает закрутку потока, уменьшающую относительную скорость движения жидкости на входе. Шнеки обычно двух- или трехзаходные; напорность шнека составляет 3…20 % от общего напора*.

Кавитация может быть предотвращена также наддувом баков до 0,2…0,6 МПа для того, чтобы соответственно повысить давление на входе в насос.

Антикавитационные свойства насосов зависят от конструктивных форм (числа и длины лопаток, угла атаки, применения двустороннего входа и переразмеренных колес), а также от термодинамических свойств подаваемого компонента.

7.2. Расчет и характеристики насосов ЖРД

Порядок расчета

Исходными данными для расчета насоса ЖРД являются: расход компонента, объемный Q (м^3/с) или массовый $\dot{m}$ (кг/с); необходимый напор насоса H; давление на входе в насос $p_{вх}$. В результате инженерного расчета насоса должны быть получены следующие основные его параметры:

— основные размеры $d_{вт}$, D_0, D_1, b_1, D_2, b_2;

— форма колеса в меридиональном сечении, число и профиль лопаток, размеры улитки;

— мощность и КПД;

— характеристики.

Расчет насоса можно проводить в следующем порядке.

1. Выберем угловую скорость вращения вала насоса w, рад/с, которая может быть задана. Тогда из расчета на кавитацию необходимо найти давление на входе $p_{вх.кав}$, обеспечивающее бескавитационную работу. Если скорость w нужно определить, то ее находят из расчета на кавитацию по формуле (7.32). Если на одном валу размещается несколько насосов, то угловая скорость вращения вала определяется по наименьшему расчетному значению w.

2. По формуле (7.11) определим коэффициент быстроходности n_s.

3. Зададим предварительно значения КПД $\eta_о$ = 0,9–0,95 при n_s = 30–130 (бóльшим n_s соответствуют бóльшие $\eta_о$), $\eta_г$ = 0,7–0,9 и $\eta_м$ = 0,85–0,98. Оценим предварительно $\eta_н = \eta_о\eta_г\eta_м$.

---

* Подробно расчет осевых шнековых преднасосов рассмотрен в работе [35].

4. Находим в первом приближении потребную мощность насоса по формуле (7.10):

$$N_{\text{н}} = \frac{QH\rho}{\eta_{\text{н}}},\ \text{Вт}.$$

5. Определим крутящий момент на валу:

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_{\text{н}}}{\omega},\ \text{Н·м},$$

диаметр вала находим из расчета на прочность:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{5{,}1\frac{M_{\text{кр}}}{\tau}},\ \text{м},$$

где τ — допустимое напряжение на кручение (Н/м^2).

Если диаметр вала получается неконструктивно малым, его соответственно увеличивают.

6. Из конструктивных соображений находим диаметр втулки $d_{\text{вт}} = (1{,}1\ldots1{,}3)d_{\text{в}}$.

7. Определим действительный объемный расход компонента через колесо:

$$Q_{\text{о}} = \frac{Q}{\eta_{\text{о}}}.$$

8. Определим размеры входа в колесо. По формуле (7.19) находим эквивалентный диаметр и диаметр входа:

$$D_{1\text{э}} = 0{,}47k_0\sqrt[3]{\frac{Q_0}{\omega}},\ \text{мм},$$

где $k_0 = 4{,}5$–$6{,}5$,

$$D_0 = \sqrt{D_{1\text{э}}^2 + d_{\text{вт}}^2}.$$

Диаметр D_1 окружности, на которой находится кромка лопатки, полагается равным D_0 или несколько меньшим (последнее обычно при отсутствии преднасоса).

9. Определим скорость движения жидкости на входе по формуле (7.12):

$$c_0 = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2\right)} = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4}D_{1\text{э}}^2},\ \text{м/с}.$$

10. Определим ширину входа на колесо b_1. Для улучшения антикавитационных свойств вход выполняют уширенным; соответственно ширину b_1 находим из условия

$$1{,}2 < \frac{4\pi D_1 b_1}{\pi D_{1\text{э}}^2} < 2{,}5,$$

откуда $b_1 = \left(0{,}375\ldots0{,}625\right)\dfrac{D_{1\text{э}}^2}{D_1}$.

11. Зная D_1 и b_1, определим окружную u_1 и меридиональную c_{1m} скорости. Согласно уравнению (7.16) имеем

$$u_1 = \frac{D_1\omega}{2}.$$

В соответствии с уравнениями (7.13) и (7.14) получим

$$c_{1m} = \frac{Q_0}{\pi D_1 b_1 \psi_1}. \tag{7.33}$$

Коэффициент стеснения ψ_1 предварительно зададим равным 0,85–0,9. После определения δ_1, z и $\beta_{1л}$ величина ψ_1 корректируется по формуле (7.15).

12. Угол наклона лопатки на входе находим из треугольника скоростей (см. рис. 7.6): $\operatorname{tg}\beta_1 = c_{1m}/u$. Угол наклона лопатки $\beta_{1л}$ определим в соответствии с равенством (7.19): $\beta_{1л} = \beta_1 + \Delta\beta_л$, где $\Delta\beta_л = 5\ldots15°$. При малых углах β_1 берут большие значения $\Delta\beta_л$, так как малые $\beta_{1л}$ приводят к неоптимальной форме межлопаточного канала (длинный узкий канал). Обычно значение $\beta_{1л}$ находится в диапазоне 12…22°. Определив $\beta_{1л}$, задаваясь толщиной лопатки $\delta_1 = 3\ldots5$ мм, по формуле (7.15) корректируем значение ψ_1. При этом число лопаток z выбираем предварительно, по аналогии с другими конструкциями; правильность выбора проверяем в дальнейшем по равенству (7.35). Если входная кромка лопатки не параллельна оси вращения, а имеет большой угол наклона, то разные точки кромки имеют разные значения u_1 и угол $\beta_{1л}$ необходимо определять для нескольких точек.

13. Определим параметры на выходе из колеса в два приема: сначала приближенно, а затем полученные значения уточним.

В первом приближении определения диаметра D_2 найдем ориентировочное значение окружной скорости по формуле (7.26), считая $H_т \approx H_{т\infty}$:

$$H_т = k_н u_2^2,$$

и в соответствии с равенством (7.6) имеем $H_т = H/\eta_г$.

Коэффициент $k_н$ при практических расчетах можно брать равным 0,5. По найденному значению u_2 находим приближенное значение диаметра колеса:

$$D_2' = \frac{2u_2}{\omega}. \tag{7.34}$$

Зададим угол выхода потока с колеса, т. е. угол наклона β_2 лопатки. Для обычных насосов $\beta_2 = 15\ldots60°$ (для водородных насосов — до 90°). При этом меньшие значения β_2 имеют насосы с большим значением коэффициента быстроходности n_s. В отдельных случаях, при очень высоких напорах и малых плотностях компонентов, можно принимать значение $\beta_2 = 40\ldots60°$.

По найденным предварительным значениям D_2' и β_2 проверяем правильность выбранного в п. 12 числа лопаток z:

$$z = 6{,}5\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\sin\frac{\beta_{1л} + \beta_2}{2}. \tag{7.35}$$

Обычно $z = 6$ –12.

Зададим скорость c_{2m}. В первом приближении $c_{2m} \approx c_{1m}$. По формуле (7.22) находим ширину колеса b_2 на выходе. При этом ψ_2 определим предварительно по уравнению (7.21). Величина b_2 из конструктивных соображений берется не менее 4…5 мм; при этом допускается уменьшение c_{2m} до величины $c_{2m} \approx 0{,}5c_{1m}$.

Уточним полученные предварительно величины. Для этого по формуле (7.27) определим $H_{т\infty} = H_т(1+p)$, где p находим по формуле (7.28).

Определим уточненное значение u_2. В соответствии с рис. 7.8 формулу (7.25) перепишем в виде

$$H_{т\infty} = u_2 c_{2u\infty} = u_2\left(u_2 - \frac{c_{2m}}{\mathrm{tg}\beta_2}\right),$$

откуда имеем

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2\,\mathrm{tg}\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2\,\mathrm{tg}\beta_2}\right) + H_{т\infty}}. \qquad (7.36)$$

Определив u_2, находим по формуле (7. 34) уточненное значение D_2. Если расхождение D_2 с D_2' более 5%, расчет проводим заново, используя полученное значение D_2 как исходное.

14. Произведем профилирование колеса в меридиональном сечении. Для этого зададим форму средней линии колеса. Обычно форму средней линии берем аналогичной средней линии колеса схóдного насоса. Как правило, форма средней линии определяется коэффициентом быстроходности n_s (см. рис. 7.4).

Ширина меридионального сечения на входе и выходе известна, так как известны b_1 и b_2. Определим изменение меридиональной скорости c_m по сечению колеса. При этом считаем, что по сечению скорость c_m изменяется плавно (обычно по прямой) от скорости c_{1m} до скорости c_{2m} (рис. 7.12).

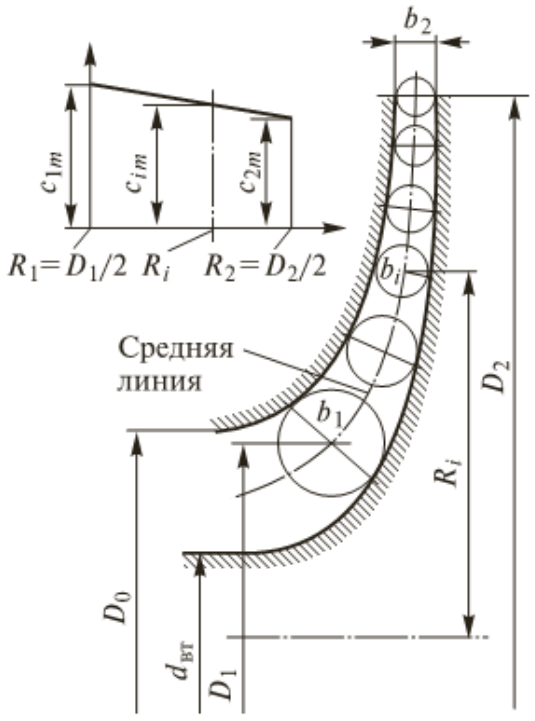


Рис. 7.12. Построение меридионального сечения колеса насоса

Ширину сечения b_i на произвольном радиусе R_i найдем по формуле, аналогичной выражению (7.33) без учета стеснения сечения лопатками:

$$c_{im} = \frac{Q_0}{2\pi R_i b_i}.$$

Определив несколько значений b_i при разных R_i, профилируем боковые стенки канала как огибающие окружностей радиусов $b_i/2$ с центрами, находящимися на средней линии.

15. Исходя из полученных значений D_1, $\beta_{1л}$, D_2 и β_2 профилируем лопатки.

16. Выберем тип диффузора (если он необходим).

17. Определим размеры и профилируем улитку насоса.

18. Профилируем входной и выходной патрубки насоса.

19. Определим гидравлические потери и найдем точное значение $\eta_г$. При большом расхождении полученного значения с заданным корректируем расчет*.

Характеристики насосов

Работа насоса в системе подачи ЖРД характеризуется напором H, расходом Q, числом оборотов вала и КПД насоса $\eta_н$. При заданных Q и $\eta_н$ мощность и напор однозначно связаны уравнением (7.10):

$$N_н = \frac{HQ\rho}{\eta_н}.$$

На практике наибольшее распространение получили характеристики в виде зависимостей напора, КПД и мощности от расхода.

Рассмотрим зависимость $H=f(Q)$, называемую *напорной характеристикой*.

При бесконечном числе лопаток согласно уравнению (7.25) имеем

$$H_{т\infty} = u_2 c_{2u\infty}.$$

Используя выражения (7.23), (7.22) и учитывая, что при бесконечном числе лопаток $\psi_2 = 1$, получим

$$H_{т\infty} = u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q_0, \qquad (7.37)$$

т. е. уравнение прямой. Наклон характеристики $H_{т\infty} = f(Q)$ зависит от величины β_2. При $\beta_2 < 90°$ (лопатки загнуты назад) получим «падающую» характеристику (рис. 7.13).

При конечном числе лопаток по формуле (7.27) имеем

$$H_т = \frac{H_{т\infty}}{1+p}.$$

Предполагая, что p не зависит от расхода, получим характеристику $H_т = f(Q)$ в виде прямой, ординаты которой уменьшены в $1 + p$ раз.

Для получения действительной напорной характеристики необходимо из $H_т$ вычесть гидравлические потери $\Delta h_г$. Согласно выражению (7.5) имеем $\Delta h_г = \Delta h_{уд} + \Delta h_{тр}$. Потери, вызванные трением $\Delta h_{тр}$, возрастают пропорционально квадрату расхода (рис. 7.14). Потери в результате срыва и удара $\Delta h_{уд}$ возникают вследствие несоответствия направления потока направлению каналов. При уменьшении расхода, а также при очень больших расходах величина $\Delta h_{уд}$ возрастает. Минимум гидравлических потерь (обычно соответствует расчетному режиму) не совпадает с минимумом $\Delta h_{уд}$.

---

* Проектирование участков и определение параметров, указанных в пп. 15–19, подробно рассмотрено в работе [35].

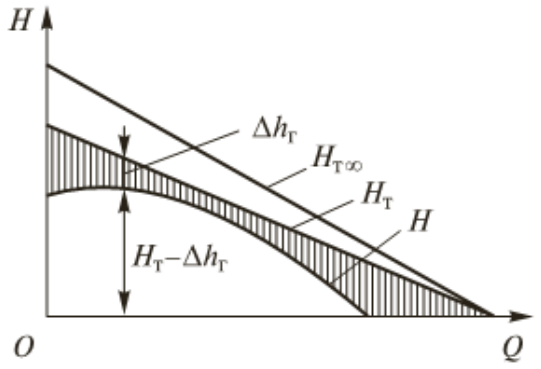


Рис. 7.13. Напорные характеристики при постоянном числе оборотов

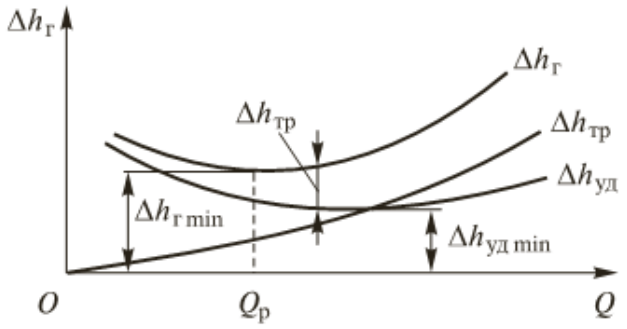


Рис. 7.14. Зависимость гидравлических потерь от расхода

Определив разность $H_т - \Delta h_г$ при разных напорах, получим действительную напорную характеристику при заданной угловой скорости вращения $H = f(Q)$ (см. рис. 7.13).

Рассмотрим характер изменения $\eta_н = f(Q)$ (рис. 7.15, *а*). Согласно условиям проектирования наибольший КПД имеет место при расчетном режиме (точка *C*). При расходе, равном нулю (точка *A*), и при напоре, равном нулю (точка *B*), очевидно, КПД равен нулю. Из графика функции $\eta_н = f(Q)$ мы видим, что всегда существуют два режима (точки *a* и *b*), при которых КПД равен (при расходах больше и меньше расчетного).

Зависимость $N_н = f(Q)$ при известных характеристиках $H = f(Q)$ и $\eta_н = f(Q)$ можно получить по формуле (7.10). При $Q = 0$ на привод насоса затрачивается значительная мощность холостого хода $N_{хх}$.

Рассмотренные выше характеристики получены при постоянной угловой скорости вращения вала. На практике применения насосов необходимо иметь характеристики при различных значениях w. Они представляют собой семейство кривых (рис. 7.15, *б*). Наиболее надежно это семейство кривых получается опытным путем, однако, имея зависимость $H = f(Q)$ при одном каком-то значении w, можно пересчитать ее для других угловых скоростей на основании

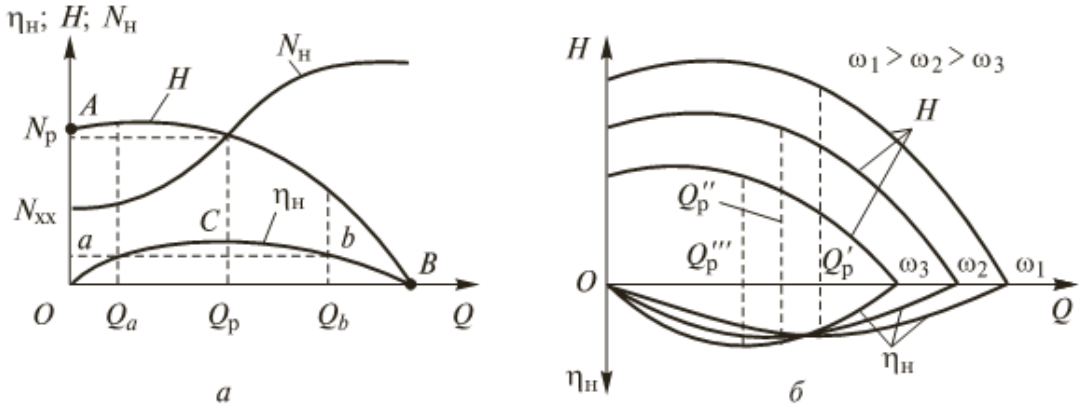


Рис. 7.15. Характеристики насосов $\eta_н = f(Q)$, $N_н = f(Q)$, $H = f(Q)$:
а — при w = const; *б* — при разных числах оборотов

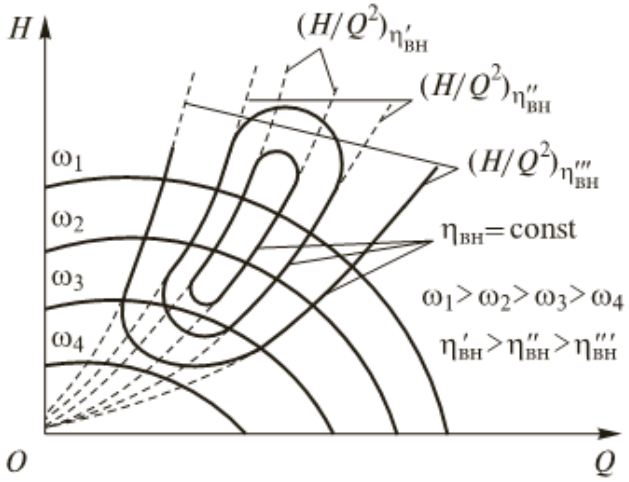


Рис. 7.16. Сетка напорных характеристик и линий равного КПД

теории подобия, согласно которой для режимов с подобными треугольниками скоростей (подобные режимы) имеем

$$\eta_{вн} = \eta_г \eta_о = \text{const}, \tag{7.38}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2. \tag{7.39}$$

Преобразуя формулы (7.39), для подобных режимов при $\eta_{вн} = \text{const}$ получим

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{H}{Q^2} = \text{const}. \tag{7.40}$$

В координатах H, Q линии подобных режимов выражаются параболами (рис. 7.16). Используя эти графики, по формулам (7.39) можно посчитать напорную характеристику при любой угловой скорости. Линии подобных режимов являются линиями постоянного внутреннего КПД $\eta_{вн}$. Как следует из экспериментов, линии постоянного полного КПД не всегда совпадают с линиями постоянного внутреннего КПД. Из-за механических потерь при малых значениях w, когда доля механических потерь возрастает и, следовательно, $\eta_м$ уменьшается, происходит более быстрое падение полного КПД $\eta_н$. Графически это означает существование пересечения при малых Q и H кривых постоянного внутреннего КПД линиями постоянного полного КПД.

При больших значениях Q и H в результате снижения КПД в силу возникновения кавитационных явлений происходит замыкание линий постоянного КПД. В итоге линии постоянного КПД $\eta_н$ имеют вид замкнутых кривых (сплошные линии на рис. 7.16).

На практике для характеристики работы насоса при разных числах оборотов иногда используют не сетку характеристик, а универсальную характеристику.

Для подобных режимов в соответствии с выражением (7.39) имеем

$$\frac{Q_1}{\omega_1} = \frac{Q_2}{\omega_2} = \frac{Q}{\omega} = \text{const}, \quad \frac{H_1}{\omega_1^2} = \frac{H_2}{\omega_2^2} = \frac{H}{\omega^2} = \text{const}. \tag{7.41}$$

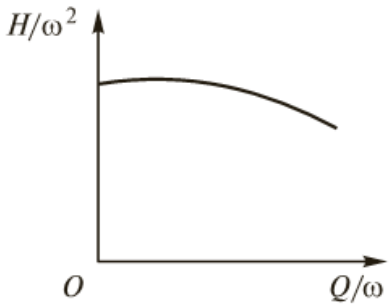


Рис. 7.17. Универсальная характеристика

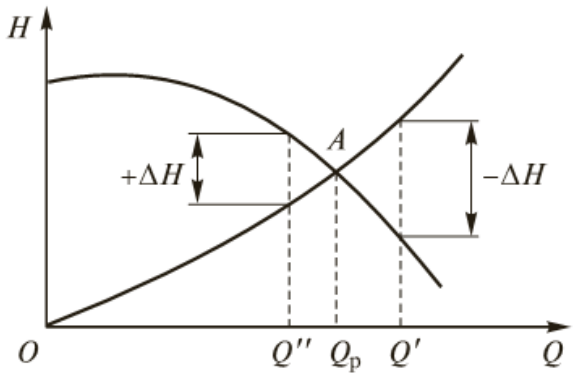


Рис. 7.18. Определение рабочей точки насоса

Зависимость $H/\omega^2 = f(Q/\omega)$ дает связь между H и Q для всех скоростей вращения и поэтому называется *универсальной характеристикой* (рис. 7.17).

Совместная работа насоса и системы подачи ЖРД

Рабочая точка A насоса (рис. 7.18) находится как точка пересечения напорной характеристики с гидравлической характеристикой системы $H = f(Q)$, определяемой уравнением (6.33). Очевидно, в точке A обеспечивается устойчивая работа насоса, так как при случайном увеличении расхода до Q' мощность насоса будет недостаточна и, наоборот, при случайном уменьшении расхода до Q'' избыток мощности насоса опять обеспечит увеличение расхода до $Q_р$.

Рассмотрим изменение работы насоса при основных способах регулирования расхода: а) дросселированием, б) закольцовкой, в) изменением числа оборотов.

При уменьшении расхода от $Q_р$ до $Q'_р$ дросселированием (рис. 7.19, *а*) потребный напор определится как сумма сопротивления системы (кривая *1*) и добавочного сопротивления дросселя и рабочая точка переместится в точку A' (кривая *2*). Для введения сопротивления дросселя потребуется увеличение напора и тем самым увеличение мощности насоса $N_н$. Потребная мощность увеличится еще и потому, что при работе насоса на нерасчетном режиме его КПД уменьшится. Таким образом, при дросселировании мы имеем непроизводительные затраты мощности.

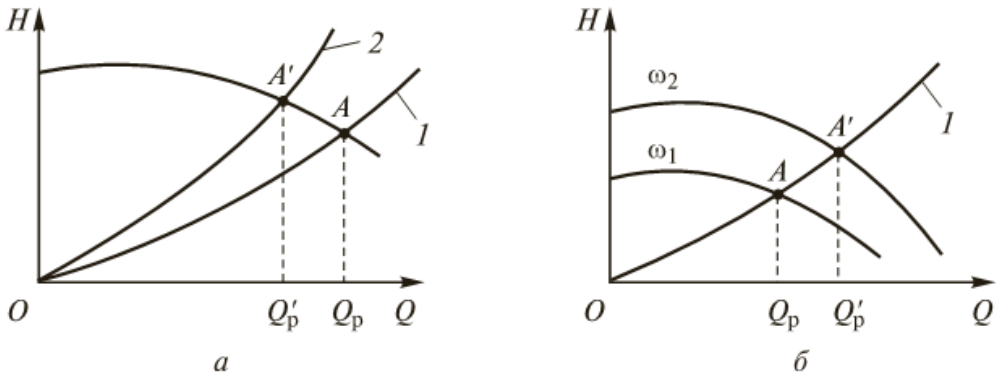


Рис. 7.19. Перемещение рабочей точки:
а — при дросселировании; *б* — при уменьшении угловой скорости вращения вала

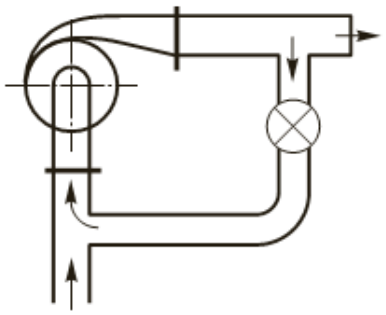


Рис. 7.20. Схема изменения расхода закольцовкой

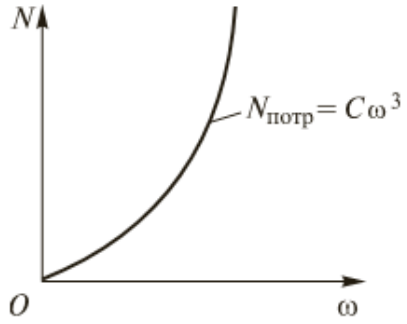


Рис. 7.21. Зависимость $N_{потр} = f(w)$

Для изменения расхода часто изменяют угловую скорость вращения вала насоса. При этом рабочая точка перемещается по характеристике системы. При увеличении угловой скорости от w_1 до w_2 рабочая точка переместится из точки A в точку A' (см. рис. 7.19, *б*). Соответственно увеличатся напор насоса H и потребная мощность. При этом нет непроизводительных затрат мощности, но необходима система, обеспечивающая увеличение скорости вращения вала насоса (обычно увеличение или уменьшение значения w достигается соответствующим увеличением или уменьшением количества рабочего тела, подаваемого на турбину).

Меньшие непроизводительные затраты имеют место при изменении расхода «закольцовкой» части компонента (рис. 7.20). При этом рабочая точка остается неизменной и непроизводительные затраты мощности имеют место только для подачи ненужного (перепускаемого) компонента.

Определим зависимость изменения потребной мощности при изменении угловой скорости вращения. Можно предположить, что характеристика системы изменяется по параболе, т. е. $H = \text{const} \cdot Q^2$. Тогда согласно уравнению (7.39) режимы работы насоса при изменении w будут подобными. Если считать $\eta_м = \text{const}$, то в соответствии с формулой (7.38) имеем $\eta_н = \eta_{вн}\eta_м = \text{const}$.

Сопоставляя для подобных режимов выражения (7.10) и (7.39), можно записать зависимость потребной мощности от числа оборотов в виде

$$N_{потр} = C\omega^3, \tag{7.42}$$

где C — постоянный коэффициент. График функции $N_{потр} = f(w)$ приведен на рис. 7.21.

7.3. Турбины ТНА

Классификация турбин

Одним из основных элементов ТНА является газовая турбина. В турбине потенциальная энергия продуктов сгорания из газогенератора или паров охладителя преобразуется в механическую работу турбины. Преобразование энергии газа происходит в неподвижном сопловом аппарате турбины и на лопатках рабочего

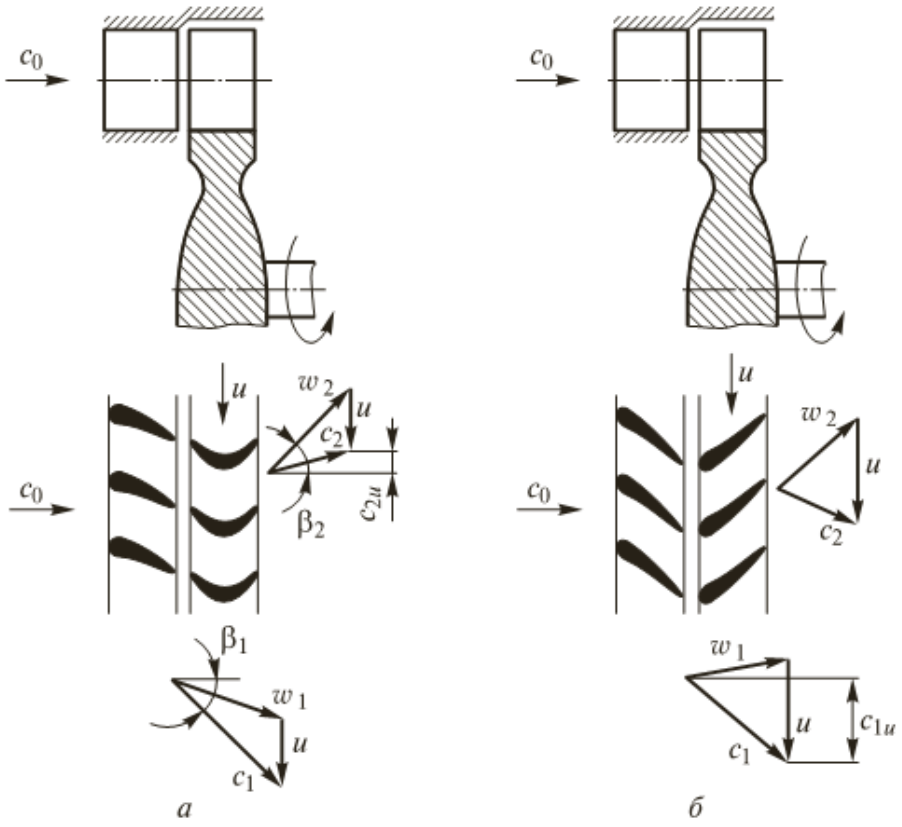


Рис. 7.22. Элементарная схема и треугольники скоростей турбины:
а — активной; *б* — реактивной

колеса турбины. Элементарная схема турбины представлена на рис. 7.22. При расширении газа в сопловом аппарате скорость газа возрастает от скорости входа c_0 до скорости выхода c_1. Со скоростью c_1 газ попадает на лопатки рабочего колеса, имеющего окружную скорость

$$u = \frac{\omega D}{2}, \text{ м/с.} \tag{7.43}$$

Относительная скорость газа при входе на лопатки w_1 складывается из абсолютной скорости c_1 и окружной скорости u в данной точке, взятой с противоположным знаком. В межлопаточном канале газ меняет свое направление и выходит со скоростью w_2. При повороте струи и в некоторых случаях при ее ускорении (например, в реактивной турбине) возникает сила действия на лопатки P, вращающая турбину. Суммируя относительную скорость w_2 и окружную u, найдем абсолютную скорость выхода газа с лопаток колеса c_2. Окружное усилие P_u, действующее на лопатки, можно определить по теореме импульсов, проецируя векторы скоростей потока c_1 и c_2 и силу действия газа на лопатки P на окружное направление:

$$P_u = \dot{m}\left(c_{1u} - c_{2u}\right). \tag{7.44}$$

Располагаемая или *адиабатная работа* газа, т. е. максимально возможная работа турбины без потерь, определяется разностью энтальпий $\Delta h_{ад}$ между

параметрами газа в заторможенном состоянии на входе в турбину ($p^*_{вх}$; $T^*_{вх}$) и на выходе из нее $p_{вых}$ (рис. 7.23):

$$L_{ад} = \Delta h_{ад} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT^*_{вх} \left[1 - \left(\frac{p_{вых}}{p^*_{вх}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]. \quad (7.45)$$

При анализе работы турбин используется понятие *адиабатической скорости* (рис. 7.23)

$$c_{ад} = \sqrt{2L_{ад}}. \quad (7.46)$$

В активной ступени без учета потерь $c_{ад} = c_1$. Кинетическая энергия $c^2_{ад}/2$ эквивалентна адиабатическому перепаду теплоты в ступени.

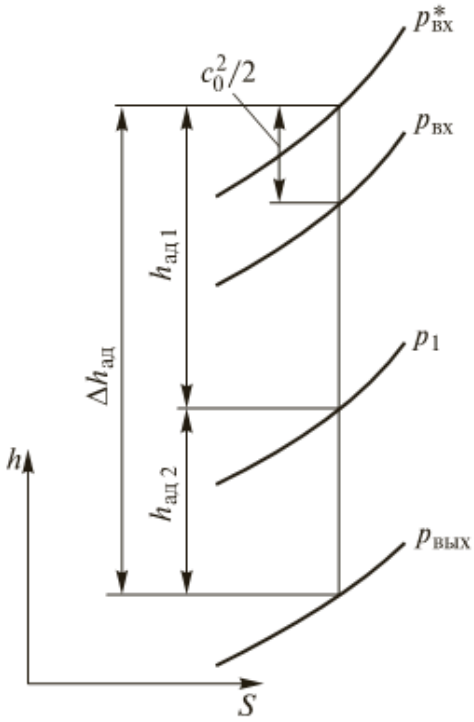


Рис. 7.23. Адиабатическое расширение газа в ступени

По различным признакам турбины разделяют на активные и реактивные, осевые, радиальные и тангенциальные, одноступенчатые и многоступенчатые. Кроме того, различают турбины со ступенями скорости и ступенями давления, парциальные и непарциальные, одновальные и двухвальные.

Разделение турбин на активные и реактивные производится по способу распределения перепадов давления в ступени турбины.

В *активных турбинах* весь перепад давления, приходящийся на ступень, срабатывается в сопловом аппарате, а на рабочих лопатках колеса турбины перепад давлений отсутствует. В межлопаточном канале колеса поток поворачивается и на лопатки действует сила реакции. Таким образом, часть энергии газов передается ротору, и абсолютная скорость газа уменьшается. Если пренебречь потерями, относительная скорость w остается неизменной, т. е. $w_1 = w_2$. В реактивных турбинах общий перепад давления происходит на сопловом аппарате и рабочих лопатках. Вследствие расширения газа на рабочих лопатках относительная скорость w возрастает, т. е. $w_2 > w_1$. Отношение адиабатной рабаты $L_{ад\,2}$, срабатываемой на рабочих лопатках, ко всей адиабатной работе называется *степенью реактивности*:

$$\rho = \frac{L_{ад\,2}}{L_{ад}}. \quad (7.47)$$

Разделение турбин на осевые, радиальные и тангенциальные проводится по направлению газового потока (рис. 7.24).

Осевыми называют турбины, в которых направление потока в меридиональном сечении параллельно (или почти параллельно) оси турбины.

Радиальными называют турбины, в которых направление потока в меридиональном сечении перпендикулярно оси турбины. В зависимости от направления потока газа различают *центростремительные* (направление потока

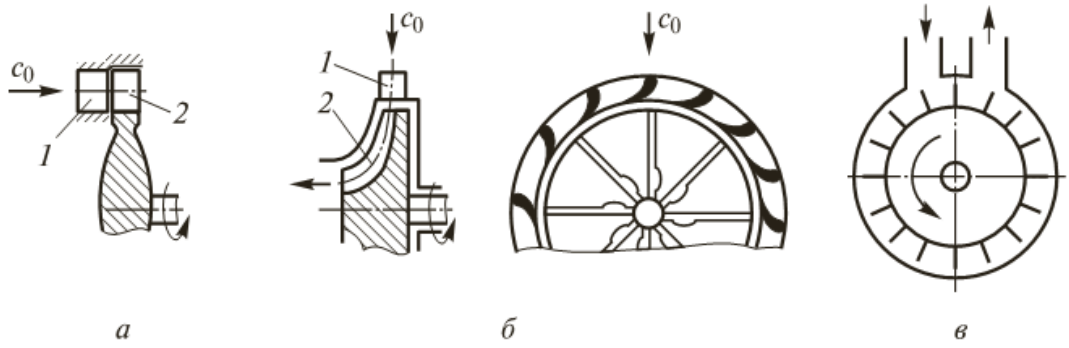


Рис. 7.24. Типы турбины:
а — осевая; *б* — радиальная центростремительная; *в* — тангенциальная;
1 — сопловый аппарат; *2* — лопатки

от периферии к центру) и *центробежные* (направление потока от центра к периферии) турбины.

Ввиду больших площадей поверхностей трения и дополнительных поворотов газа при малых $u/c_{ад}$ КПД радиальной турбины меньше, чем КПД осевой турбины. Однако в малоразмерных турбинах разница в КПД центростремительной радиальной турбины и осевой турбины невелика. Радиальную турбину можно регулировать поворотом лопаток соплового аппарата. В некоторых случаях применение радиальной турбины упрощает компоновку ТНА.

Тангенциальными называют турбины, в которых газ движется по окружности в плоскости, перпендикулярной оси турбины, и в силу трения увлекает за собой лопатки турбины.

По числу ступеней различают *одноступенчатые* и *многоступенчатые* турбины (рис. 7.25).

В многоступенчатой турбине газ после выхода из лопаток колеса попадает в спрямляющий (сопловой) аппарат и снова поступает на колесо во второй ряд рабочих лопаток. Ступеней может быть две, три и более. Применение многоступенчатых турбин позволяет использовать больший теплоперепад,

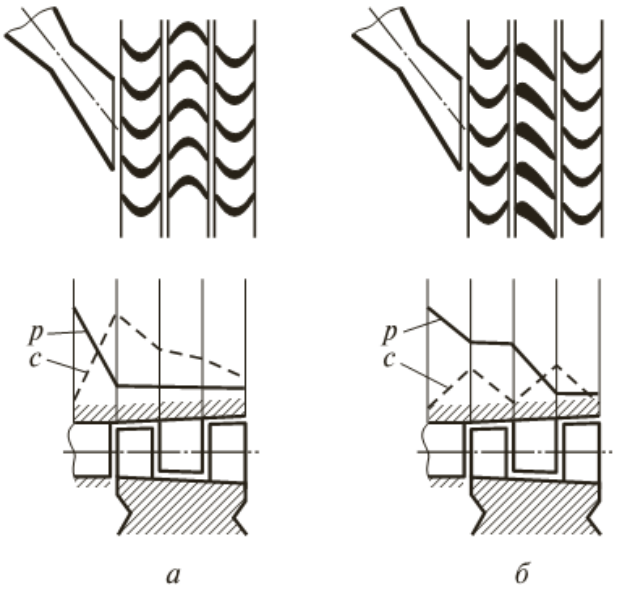


Рис. 7.25. Многоступенчатые турбины:
а — со ступенями скорости; *б* — со ступенями давления

хотя установка ступеней связана с дополнительными гидравлическими потерями, вследствие чего максимальное значение КПД многоступенчатой турбины меньше, чем КПД одноступенчатой (см. рис. 7.30). Однако, как мы увидим далее, в ЖРД без дожигания генераторного газа турбины ТНА работают при малых значениях $u/c_{ад}$, поэтому в ТНА в ряде случаев для увеличения КПД целесообразно применять двухступенчатые турбины. Использование более двух ступеней дает незначительный выигрыш в работе.

Различают многоступенчатые турбины со *ступенями скорости* и *ступенями давления*. В турбине со ступенями скорости перепад давлений срабатывается в сопловом аппарате первой ступени и полученная кинетическая энергия постепенно используется на других ступенях. В турбине со ступенями давления в каждой ступени срабатывает определенный перепад давления. Турбины со ступенями скорости имеют меньший КПД, однако при ступенях скорости, во-первых, требуется меньшее количество ступеней для использования заданного теплоперепада (при одинаковой окружной скорости); во-вторых, при срабатывании всего теплоперепада в сопловом аппарате первой ступени существенно снижается температура газа, поступающего в последующие ступени; в-третьих, осевые силы меньше.

В целом турбины со ступенями скорости проще и в сравнительно небольших ЖРД целесообразны. В двигателях больших тяг без дожигания, когда эффективность ТНА играет существенную роль, возможно применение турбин со ступенями давления.

По степени использования проходного сечения соплового аппарата различают парциальные и непарциальные турбины. *Парциальными* называют турбины, в которых сопловые каналы имеются только на части окружности. Отношение углов рабочей дуги соплового аппарата $\alpha_р$ и всей окружности называют *степенью парциальности*:

$$\varepsilon = \frac{\alpha_р}{360°}.$$

Парциальность вызывает дополнительные потери. Однако при малых расходах газа (что часто имеет место в ЖРД) применение парциальности позволяет получить турбину достаточного диаметра (для обеспечения допустимого значения u) с лопатками приемлемой длины. В итоге повышение КПД турбины вследствие увеличения u и длины лопаток становится бóльше, чем его снижение вследствие потерь на парциальность. Кроме того, при заданной температуре газа температура лопаток парциальной турбины ниже.

По числу валов различают одновальные и двухвальные турбины. Схема двухвальной турбины показана на рис. 7.26. Применение двухвальной турбины в ТНА ЖРД может оказаться целесообразным в результате значительной разницы максимально допустимых чисел оборотов насосов горючего и окислителя. Однако применение двухвальных турбин

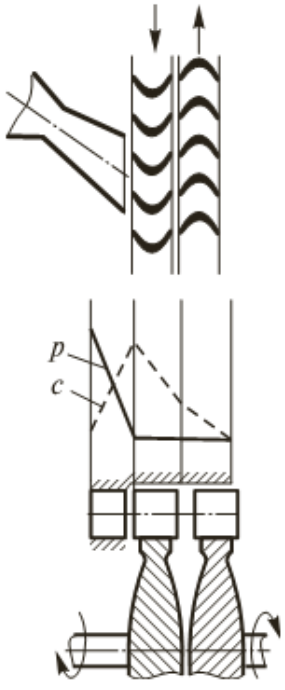


Рис. 7.26. Двухвальная турбина

в ТНА может привести к усложнению запуска, регулирования двигателя и конструкции ТНА в целом.

Основные параметры турбин ТНА

Расчет турбин ТНА не отличается принципиально от расчета авиационных газовых турбин и подробно изложен в работе [34]. Рассмотрим специфику оценки и выбора основных параметров работы турбины применительно к ЖРД.

Потребная мощность турбины $N_т$ определяется в общем случае как сумма потребных мощностей насосов окислителя $N_{н.о}$, горючего $N_{н.г}$ и вспомогательных агрегатов $N_{всп}$, приводимых в действие турбиной:

$$N_т = N_{н.о} + N_{н.г} + N_{всп}. \tag{7.48}$$

При отсутствии вспомогательных агрегатов

$$N_т = N_{н.о} + N_{н.г}. \tag{7.49}$$

В соответствии с выражением (7.10) имеем

$$N_т = \frac{\Delta p_о \dot{m}_о}{\rho_о \eta_{н.о}} + \frac{\Delta p_г \dot{m}_г}{\rho_г \eta_{н.г}}. \tag{7.50}$$

Если принять $\Delta p_о = \Delta p_г = \Delta p$ и полагать, что $\eta_{н.о} = \eta_{н.г} = \eta_н$, то

$$N_т = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho_т \eta_н}, \tag{7.51}$$

где $\dot{m} = \dot{m}_о + \dot{m}_г$; $\rho_т$ — плотность топлива,

$$\rho_т = \frac{1 + K_m}{\dfrac{1}{\rho_г} + \dfrac{1}{\rho_о}}. \tag{7.52}$$

Потребная мощность турбины на 1 Н *тяги* $N_т / P$ приближенно можно определить по формуле (7.51):

$$\frac{N_т}{P} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho_т \eta_н I_у \dot{m}} = \frac{\Delta p}{\rho_т \eta_н I_у}. \tag{7.53}$$

На рис. 7.27 приведена приближенная расчетная зависимость $N_т / P = f(p_к)$. Мы видим, что для ориентировочных оценок можно принимать

$$\frac{N_т}{P} \sim p_к. \tag{7.54}$$

Мощность турбины (располагаемую) определим по формуле

$$N_т = L_{ад} \eta_т \dot{m}_т, \tag{7.55}$$

где $\dot{m}_т$ — расход рабочего тела через турбину; $\eta_т$ — КПД турбины.

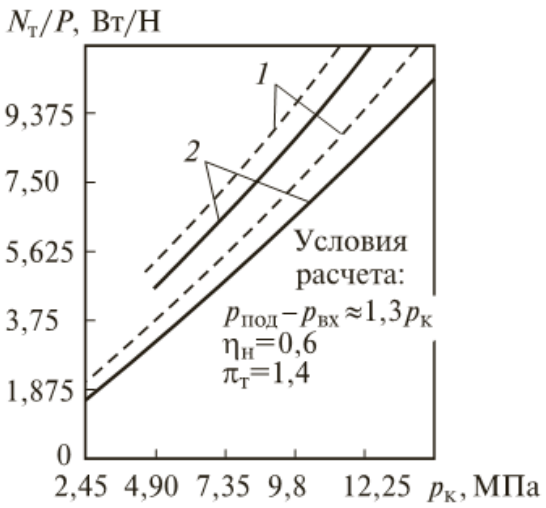


Рис. 7.27. Зависимость $N_т/P=f(p_к)$:
1 — O_2 + керосин; *2* — NHO_3 + керосин; —— ЖРД без дожигания; - - - - — ЖРД с дожиганием

Степень расширения газа в турбине рассчитывается по соотношению

$$\pi_т=\frac{p^*_{вх}}{p_{вых}}. \qquad (7.56)$$

В соответствии с равенством (7.55) увеличение степени расширения при повышении $L_{ад}$ приводит к увеличению располагаемой мощности турбины. Однако при больших значениях $\pi_т$ прирост $L_{ад}$ и $N_т$ с дальнейшим увеличением $\pi_т$ незначителен. Поэтому в ЖРД без дожигания степень расширения газа $\pi_т$ берется в диапазоне 15–40.

В ТНА установок с дожиганием степень расширения газа на турбине определяется за счет обеспечения соответствия располагаемой мощности турбины и потребной мощности насосов (см. гл. VIII). Обычно для ЖРД с дожиганием $\pi_т$ находится в диапазоне 1,3–1,8.

В зависимости от величины $\pi_т$ турбина может работать как дозвуковая, т. е. с дозвуковыми скоростями в проточной части, и как сверхзвуковая, т. е. со сверхзвуковыми скоростями в проточной части. Сверхзвуковые турбины характерны для ТНА открытых схем. В ТНА замкнутых схем обычно турбины дозвуковые, хотя при значениях давлений в камере, близких к максимальным (см. § 8.1), возможно увеличение отношения давлений $p^*_{вх}/p_{вых}$ до сверхзвукового.

Давление на выходе из турбины (противодавление) $p_{вых}$ определяет при заданной степени расширения $\pi_т$ давление на входе в турбину и его уменьшение приводит к снижению массы ТНА. Таким образом, желательно всегда иметь возможно меньшее $p_{вых}$.

В турбинах ТНА замкнутых схем $p_{вых}$ определяется как сумма давления в камере $p_к$ и потерь давления на участке от турбины до камеры сгорания $\Delta p_к$:

$$p_{вых}=p_к+\Delta p_к. \qquad (7.57)$$

В турбинах ТНА открытых схем желательно иметь возможно меньшее давление $p_{вых}$. Однако принимать $p_{вых}$ равным давлению окружающей среды $p_н$

не всегда целесообразно, так как при изменении высоты полета будет изменяться давление на выходе, а следовательно, и режим работы ТНА. Для обеспечения постоянства режима работы ТНА в конце выхлопной трубы иногда устанавливают насадок со сверхзвуковым соплом Лаваля. При этом величину $p_{вых}$ устанавливают из следующих соображений. Если обеспечить просто сверхкритический перепад давлений, то $p_{вых}$ должно быть в $\left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ раз больше $p_н$, т. е. больше примерно в 1,7–1,9 раз. Однако, если учесть, что насадок с соплом Лаваля может работать на режиме перерасширения, т. е. с давлениями на выходе из насадка, равными $(0{,}3\ldots0{,}4)p_н$, давление $p_{вых}$ можно уменьшить и брать приблизительно равным $1{,}3p_н$.

Таким образом, использование перерасширения в выхлопном насадке позволяет на 40…50 % уменьшить давление $p_{вых}$, необходимое для обеспечения постоянного режима работы ТНА. В некоторых случаях для получения постоянного и достаточно малого значения $p_{вых}$ выхлопные газы из ТНА направляют в поток у среза сопла.

Температуру газа, поступающего на турбину $T^*_{вх}$, выбирают исходя из прочностных возможностей элементов турбины. В зависимости от режима и времени работы, а также материала лопаток значения $T^*_{вх}$ выбирают в диапазоне 750…1200 К. В некоторых случаях при кратковременной работе $T^*_{вх}$ увеличивают.

Угловая скорость вращения ротора турбины w чаще всего определяется максимально допустимой по условиям кавитации угловой скоростью вращения вала насоса (см. § 7.1). При этом в одновальном ТНА (см. рис. 7.40) значение w лимитируется угловой скоростью вращения вала насоса окислителя. При редукторной схеме ТНА выбор угловой скорости вращения вала турбины определяется условиями экономичной работы турбины при достаточно малых габаритах.

КПД и выбор $u/c_{ад}$ в турбинах ТНА

Потери работы в турбине складываются из следующих видов потерь:

а) гидравлические в сопловом аппарате $L_с$;

б) гидравлические при течении газа в рабочем колесе $L_л$;

в) с выходной скоростью $L_{вых}$;

г) из-за трения диска и вентиляционные потери $L_в$;

д) за счет утечек газа через уплотнения и радиальные зазоры рабочих и сопловых лопаток (последнее — в многоступенчатых турбинах) $L_{ут}$;

е) механические $L_м$.

Гидравлические потери $L_с$ и $L_л$ характеризуют степень совершенства проточной части турбины; их оценивают *адиабатическим* (*лопаточным*) КПД

$$\eta_{ад} = \frac{L_{ад} - \left(L_с + L_л\right)}{L_{ад}}. \qquad (7.58)$$

Сущность потерь с выходной скоростью $L_{вых}$ состоит в том, что газ на выходе из рабочих лопаток турбины обладает определенной конечной скоростью c_2, а следовательно, и кинетической энергией, т. е.

$$L_{вых} = \frac{c_2^2}{2}. \tag{7.59}$$

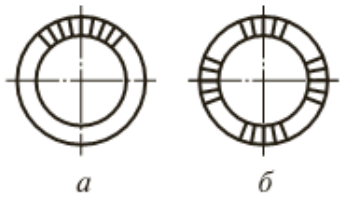
Вычитая из располагаемой работы $L_{ад}$ сумму гидравлических потерь $L_с + L_л$ и потери с выходной скоростью, определим работу на лопатках, или окружную работу турбины:

$$L_и = L_{ад} - (L_с + L_л + L_{вых}). \tag{7.60}$$

Отношение окружной работы к располагаемой называется *окружным* КПД:

$$\eta_и = \frac{L_и}{L_{ад}}. \tag{7.61}$$

Потери из-за трения диска (дисковые потери) вызываются трением боковых поверхностей диска. Вентиляционные потери возникают только в парциальных турбинах. При малой степени парциальности (0,2–0,3) потери могут составить 20…30 %. Эти потери характерны для парциальных турбин ТНА установок без дожигания. При отсутствии парциальности ($\varepsilon = 1$) вентиляционные потери равны нулю. Необходимо иметь в виду, что потери за счет парциальности существенно зависят от конструктивного выполнения соплового аппарата. Использование соплового аппарата, собранного в одном секторе (рис. 7.28, *а*), более эффективно, чем симметричное расположение по окружности колеса нескольких секторов (рис. 7.28, *б*).



а *б*

Рис. 7.28. Расположение соплового аппарата в парциальной турбине: *а* — рациональное; *б* — нерациональное

Потери из-за утечек газа зависят, в первую очередь, от величины радиального зазора δ между лопатками и корпусом, а в многоступенчатых турбинах — еще и от зазора между сопловыми лопатками и диском. При длинных лопатках относительный зазор δ / l (где l — высота лопатки) невелик и потери также невелики. При коротких лопатках, что характерно для турбин ТНА ЖРД, значение δ / l сравнительно велико и потери становятся значительными.

Вычитая из окружной работы вентиляционные и дисковые потери и потери вследствие утечек, получим внутреннюю работу турбины:

$$L_i = L_и - (L_в + L_{ут}). \tag{7.62}$$

Отношение внутренней работы к располагаемой называется *внутренним* КПД:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_{ад}}. \tag{7.63}$$

Вычитая из внутренней работы механические потери из-за трения в подшипниках и уплотнениях, получим эффективную работу турбины L_e:

$$L_e = L_i - L_м. \tag{7.64}$$

Отношение эффективной работы к внутренней называется *механическим* КПД:

$$\eta_м = \frac{L_e}{L_i}. \tag{7.65}$$

Отношение эффективной работы к располагаемой называется *эффективным* КПД $\eta_т$ или просто КПД турбины:

$$\eta_т = \frac{L_e}{L_{ад}}. \tag{7.66}$$

Очевидно, что

$$\eta_т = \eta_i \eta_м. \tag{7.67}$$

Величина $\eta_м$ обычно равна 0,95–0,99. Величина $\eta_т$ для турбин ТНА установок без дожигания находится в пределах 0,3–0,7 (см. табл. 7.2). Для турбин ТНА установок с дожиганием вследствие увеличения $u/c_{ад}$ увеличивается и $\eta_т$.

Рассмотрим зависимость КПД от $u/c_{ад}$ и выбор окружной скорости. Из всех потерь основными являются потери с выходной скоростью. В соответствии с равенством (7.59) эти потери тем меньше, чем меньше абсолютная выходная скорость c_2. В свою очередь, скорость c_2 зависит от окружной скорости u, срабатываемого теплоперепада, т. е. скорости $c_{ад}$ (или для активной турбины скорости c_1), и степени реактивности ρ.

Исследование изменения окружного КПД турбины η_u показывает, что η_u в первую очередь зависит от отношения $u/c_{ад}$ (или u/c_1 для активной турбины). Типичный вид зависимости $\eta_u = f(u/c_{ад})$ приведен на рис. 7.29. При $u/c_{ад} = 0$, т. е. при неподвижной турбине, очевидно, η_u также равен нулю. По мере увеличения отношения $u/c_{ад}$ величина η_u возрастает, и при некотором значении $u/c_{ад}$ значение η_u достигает максимума. При дальнейшем увеличении $u/c_{ад}$ уменьшается η_u, главным образом, вследствие возрастания потерь с увеличением выходной скорости. На рис. 7.29 показаны коэффициенты гидравлических потерь в сопловом аппарате $\xi_с$ и на рабочих лопатках $\xi_л$. Величина $\xi_с$ определяется только работой соплового аппарата и от $u/c_{ад}$ не зависит. С уменьшением $u/c_{ад}$ гидравлические потери на лопатках увеличиваются.

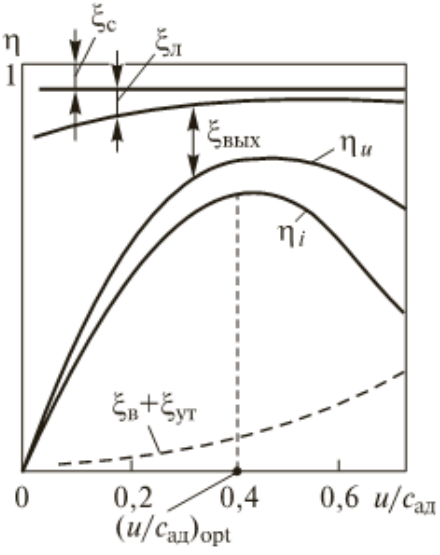


Рис. 7.29. Баланс энергий в турбине в зависимости от $u/c_{ад}$

Можно показать [34], что относительные потери на вентиляцию и трение $\xi_в$ и потери на утечки $\xi_{ут}$ пропорциональны $(u/c_{ад})^n$, где $n > 1$. На рис. 7.29

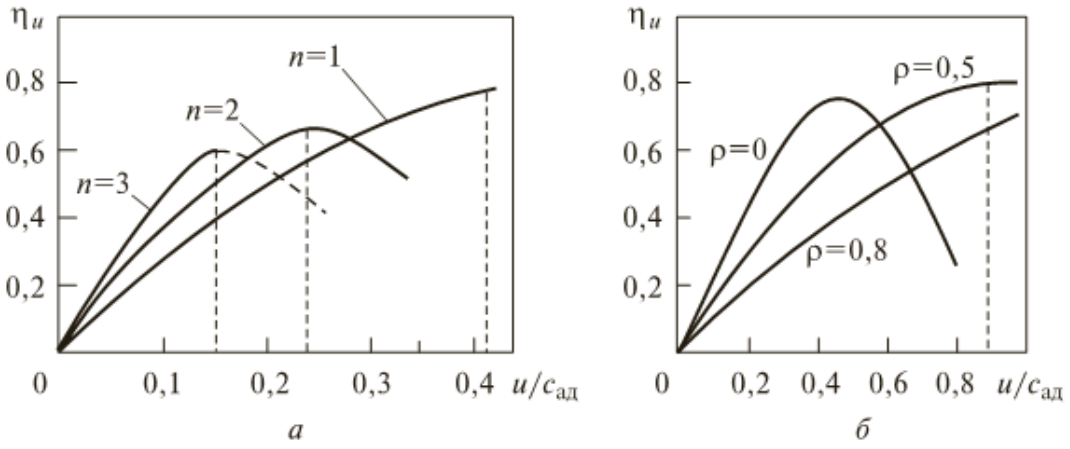


Рис. 7.30. Влияние числа ступеней (*а*) и степени реактивности (*б*) на КПД

пунктиром нанесены относительные потери $\xi_в + \xi_{ут}$. Вычитая из η_u относительные потери, найдем внутренний КПД:

$$\eta_i = \eta_u - (\xi_в + \xi_{ут}). \qquad (7.68)$$

Для многоступенчатой турбины значение $(u/c_{ад})_{opt}$, соответствующее максимальному значению КПД, тем больше сдвигается влево, чем больше число ступеней (рис. 7.30, *а*). Несмотря на то что максимальное значение КПД при этом уменьшается, при малых значениях $(u/c_{ад})_{opt}$ КПД многоступенчатой турбины выше. Поэтому при малых $u/c_{ад}$ часто рационально применение двухступенчатых турбин.

При увеличении степени реактивности турбины ρ значения $(u/c_{ад})_{opt}$, соответствующие максимальному КПД, увеличиваются (рис. 7.30, *б*); кроме того, характеристики $\eta_u = f(u/c_{ад})$ при этом более пологие, что иногда существенно для уменьшения разброса характеристик. В ТНА установок с дожиганием, имеющих малый перепад давлений и, как следствие, малые значения $c_{ад}$, т. е. сравнительно большие значения $u/c_{ад}$, часто рационально применение реактивных турбин.

Окружная скорость u зависит от угловой скорости вращения вала турбины и диаметра колеса. Повышение u за счет увеличения диаметра колеса приводит к увеличению габаритов и массы ТНА. Кроме того, при малых расходах газа увеличение диаметра повлечет за собой уменьшение степени парциальности, т. е. увеличение потерь. Учитывая указанные соображения и требования прочности, окружные скорости в турбинах ТНА берут в диапазоне 250…350 м/с.

В турбинах ТНА установок без дожигания вследствие большого перепада давлений на турбине $\pi_т$ срабатываемый теплоперепад (т. е. значения $c_{ад}$) весьма значителен. Так, для одноступенчатой активной турбины величина $c_1 = \varphi c_{ад}$ доходит до 1000…1400 м/с. Вследствие этого значения $u/c_{ад}$, при которых работает турбина, невелики и находятся в пределах 0,1–0,3. В турбинах установок с дожиганием перепады давлений $\pi_т$ невелики и $c_{ад}$ значительно меньше. Поэтому для них значения $u/c_{ад}$ больше и составляют порядка 0,4–0,6.

Типы турбин ТНА

Специфика условий работы турбины в ТНА и требования к ТНА как к важнейшему агрегату двигательной установки определяют типы турбин, которые рационально использовать при различных схемах двигательных установок ЖРД.

В ТНА жидкостных ракетных двигателей применяют главным образом осевые активные турбины. Эти турбины конструктивно проще и достаточно надежны в работе. Для ТНА жидкостных ракетных двигателей без дожигания характерно применение парциальных активных турбин. Дело в том, что в этом случае для уменьшения потерь компонентов на привод ТНА стремятся уменьшить расход рабочего тела на турбину (это достигается увеличением перепада давления $\pi_т$). Ввиду малых расходов турбину целесообразно выполнять парциальной. Наличие парциальности обусловливает применение активных турбин, так как в реактивных турбинах вследствие перепада давлений на лопатках колеса возникли бы большие потери в результате перетекания газа в необтекаемые потоком каналы. Кроме того, при малых $u/c_{ад}$ (что характерно для турбин ТНА открытых схем) снижение степени реактивности приводит к увеличению КПД.

В ТНА двигателей без дожигания используют как одноступенчатые, так и двухступенчатые турбины, чаще со ступенями скорости. В ТНА жидкостных ракетных двигателей с дожиганием генераторного газа в основном используются осевые одноступенчатые турбины. Применение нескольких ступеней при этом нецелесообразно из-за малого срабатываемого теплоперепада. Отметим, что ввиду больших значений $u/c_{ад}$ наряду с активными турбинами могут использоваться и турбины с небольшой реактивностью. Для удобства компоновки при замкнутой схеме возможно применение радиальных турбин.

Если для раскрутки ТНА используют специальные пусковые турбины, работающие от пиростартера, то их обычно выполняют осевыми, одноступенчатыми, парциальными.

Характеристики турбин

Зависимость изменения того или иного параметра работы турбины (мощности, крутящего момента, КПД и т. д.) от режима работы турбины (числа оборотов, расхода газа и т. д.) называют *характеристикой турбины*.

Различают *нормальные* характеристики, т. е. зависимость между абсолютными параметрами работы, и *универсальные*, т. е. зависимость между комплексами параметров работы турбины. Построение различных характеристик подробно изложено в работе [34].

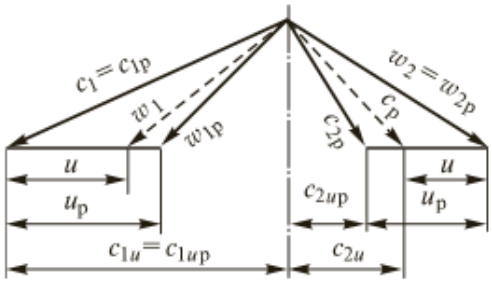


Рис. 7.31. Изменение треугольников скоростей при изменении угловой скорости вращения

Для анализа совместной работы турбины и насосов рассмотрим характеристику изменения мощности турбины в зависимости от угловой скорости $N_т = f(w)$. Для простоты допустим, что при постоянном перепаде давлений $\pi_т$ расход газа, степень реактивности и скорость газа w_2 не зависят от w. Рассмотрим изменение треугольников скоростей при изменении угловой скорости вращения ротора турбины (рис. 7.31). За исходные примем треугольники скоростей при работе на расчетном режиме.

Из рис. 7.31 видно, что если

$$c_1 = c_{1р} = \text{const}, \quad w_2 = w_{2р} = \text{const},$$

то

$$c_{1u} = c_{1uр} = \text{const}, \quad c_{2u} = c_{2uр} + u_р - u. \tag{7.69}$$

Подставив полученное из выражения (7.69) значение c_{2u} в формулу (7.44), имеем

$$P_u = \dot{m}\left(c_{1u\,р} - c_{2u\,р} - u_р + u\right).$$

Крутящий момент турбины определим по формуле

$$M_к = P_u \frac{D}{2} = \dot{m}\left(c_{1u\,р} - c_{2u\,р} - u_р + u\right)\frac{D}{2}. \tag{7.70}$$

При $u = 0$ получим максимальный крутящий момент $M_{к\,max}$:

$$M_{к\,max} = \dot{m}\left(c_{1u\,р} - c_{2u\,р} - u_р\right)\frac{D}{2}. \tag{7.71}$$

Поскольку в выражении (7.70) все величины, кроме скорости u, не зависят от значения w, зависимость $M_к = f(w)$ будет линейной. Следовательно,

$$M_к = M_{к\,max} - \left(M_{к\,max} - M_{к.р}\right)\frac{\omega}{\omega_р}. \tag{7.72}$$

Обозначив

$$\mu = \frac{M_{к\,max}}{M_{к.р}}, \tag{7.73}$$

получим

$$M_к = M_{к.р}\left(\mu - (\mu - 1)\frac{\omega}{\omega_р}\right). \tag{7.74}$$

Мощность турбины находим по формуле

$$N_т = M_к \omega. \tag{7.75}$$

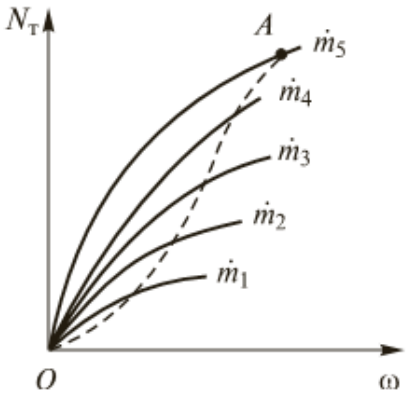


Рис. 7.32. Характеристики $N_т = f(w)$; $\dot{m}_1 < \dot{m}_2 < \dot{m}_3 < \dot{m}_4 < \dot{m}_5$

Подставив равенство (7.74) в выражение (7.75), получим зависимость изменения мощности от угловой скорости при постоянном расходе рабочего тела:

$$N_т = N_{т.р} \frac{\omega}{\omega_р} \left(\mu - (\mu - 1) \frac{\omega}{\omega_р} \right). \tag{7.76}$$

Эта характеристика является параболой, которая представлена на рис. 7.32. При различных расходах газа получим семейство характеристик. Приравнивая нулю первую производную $dN_т / dw$, находим значение w, соответствующее максимальному значению мощности $N_{т\,max}$, и значение $N_{т\,max}$:

$$\omega = \omega_р \frac{\mu}{2(\mu - 1)}, \quad N_{т\,max} = N_{т.р} \frac{\mu^2}{4(\mu - 1)}. \tag{7.77}$$

7.4. Совместная работа турбины и насосов

Характеристика совместной работы турбины и насосов определяется в первую очередь способом подачи рабочего тела на турбину: независимо от ТНА или от насосов, приводимых в действие ТНА.

Первый способ обычно используется при приводе ТНА от парогазогенератора (ПГГ), имеющего свою вытеснительную подачу (например, в ракете А-4). При этом подача компонента в ПГГ не зависит от работы ТНА. Во втором случае компоненты в ПГГ или ЖГГ подаются насосами ТНА. При этом подача уже зависит от режима работы ТНА. Рассмотрим запуск ТНА и совместное протекание характеристик $N = f(w)$ в каждом из указанных случаев.

Совместная работа турбины и насосов при независимой подаче рабочего тела

При независимой подаче параметры рабочего тела $p^*_{вх}$, $T^*_{вх}$, $\dot{m}_т$ остаются постоянными и не зависят от работы ТНА. При этом согласно уравнению (7.76) характеристика турбины $N_т = f(w)$ будет иметь вид, представленный на рис. 7.33. Насосы ТНА связаны с системой подачи, имеющей свою гидравлическую характеристику. Для каждого насоса согласно выражению (7.42) $N_н = Cw^3$. Очевидно, зависимость потребной мощности всех насосов можно выразить формулой

$$\sum N_{н} = C'\omega^3. \qquad (7.78)$$

Графики характеристик насосов и турбины приведены на рис. 7.33. Точка A — рабочая точка, где

$$\sum N_{н} = N_{т}. \qquad (7.79)$$

При изменении угловой скорости от 0 до $w_{р}$ (раскрутка ТНА) имеем избыток мощности турбины (заштрихованная область на рис. 7.33), т. е.

$$N_{т} = \sum N_{н} + N_{изб}. \qquad (7.80)$$

При $\omega = \omega_{р}$ мощность $N_{изб}$ равна нулю.

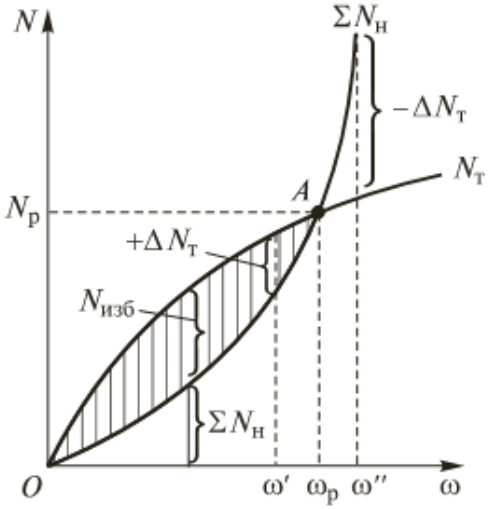


Рис. 7.33. Характеристики совместной работы турбины и насосов при независимой подаче рабочего тела

Устойчивость работы ТНА на расчетном режиме (точка A) определяется углом между характеристиками насосов и турбины. При таком расположении характеристик, как показано на рис. 7.33, в точке A режим работы ТНА будет устойчивым, так как при случайном отклонении числа оборотов от расчетного получим избыток $+\Delta N_{т}$ (при $w' < w_{р}$) или недостаток $-\Delta N_{т}$ (при $w'' > w_{р}$) располагаемой мощности, и система вернется в рабочую точку. Таким образом, условие устойчивой работы имеет вид

$$\frac{d\sum N_{н}}{d\omega} > \frac{dN_{т}}{d\omega}. \qquad (7.81)$$

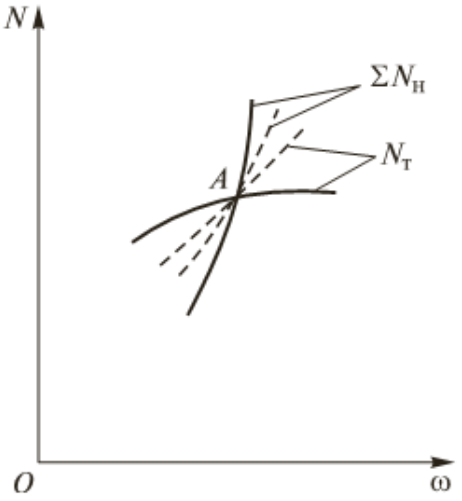


Рис. 7.34. К оценке устойчивости рабочего режима

Запас устойчивости определяется величиной $\Delta N_{т}$ при отклонении от рабочего режима, т. е. углом между характеристиками (рис. 7.34). При малом угле между характеристиками (показано пунктиром) $\Delta N_{т}$ мало и может иметь место разброс значений N и w рабочего режима (плавающий режим). Чем больше угол между характеристиками, тем устойчивее режим.

Раскрутка ТНА при независимой подаче рабочего тела

Определим время раскрутки ТНА до рабочей скорости вращения вала. Входящая в формулу (7.80) мощность $\sum N_{н}$ расходуется на прокачку компонентов, а избыток мощности $N_{изб}$ — на раскрутку ТНА, т. е.

$$N_{\text{изб}} = N_{\text{т}} - \sum N_{\text{н}}. \tag{7.82}$$

Если J — момент инерции ротора ТНА и присоединенных масс жидкости, то

$$N_{\text{изб}} = J\omega\frac{d\omega}{dt}. \tag{7.83}$$

Подставляя выражение (7.83) для $N_{\text{изб}}$ в равенство (7.82) и интегрируя, найдем время раскрутки ТНА до выхода на рабочий режим:

$$\tau_{\text{р}} = \int_0^{\omega_{\text{р}}} \frac{J\omega}{N_{\text{т}} - \sum N_{\text{н}}} d\omega. \tag{7.84}$$

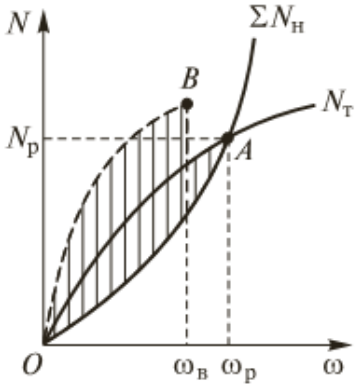


Рис. 7.35. Сокращение времени выхода на режим увеличением расхода рабочего тела

Величину $\tau_{\text{р}}$ обычно определяют численным интегрированием. Чем меньше J и больше $N_{\text{изб}}$, тем быстрее протекает раскрутка ТНА. С этой точки зрения присоединенные массы жидкости должны быть меньшими. Однако раскрутка насосов без присоединенных масс (т. е. без компонентов) и последующая подача компонентов в насосы приведут к сильному гидравлическому удару, который может разрушить ТНА. Поэтому часто начинают раскрутку ТНА и заполнение насосов одновременно, получая при этом некоторый выигрыш во времени выхода на режим.

Для уменьшения времени выхода на режим можно до определенного значения $w_{\text{в}}$ (рис. 7.35) подавать на турбину больший расход, что обеспечит больший избыток мощности $N_{\text{изб}}$ при выходе на режим. При достижении значения $w_{\text{в}}$ (точка B) расход рабочего тела уменьшают до номинального.

В ТНА мощных ЖРД, имеющих большие вращающиеся массы, время выхода на режим $\tau_{\text{р}}$ может быть значительным, что приведет к увеличению расхода топлива; кроме того, для некоторых ракет (верхние ступени космических ракет, зенитные ракеты и т. д.) желательно иметь $\tau_{\text{р}}$ возможно меньшим. Обычно значения $\tau_{\text{р}}$ достигают нескольких секунд.

Совместная работа турбины и насосов при зависимой подаче рабочего тела

При зависимой подаче в ПГГ или ЖГГ компоненты поступают в газогенератор от насосов ТНА. В этом случае по мере увеличения значения w от 0 до $w_{\text{р}}$ расход компонентов в газогенератор возрастает от нуля до номинального. Соответственно давление в газогенераторе повышается до расчетного. Если соотношение

компонентов $K_{m\,ГГ}$ остается постоянным в ЖГГ (или если газогенератор однокомпонентный — в ПГГ), то температуру в газогенераторе можно считать постоянной.

Располагаемая мощность турбины по мере увеличения расхода рабочего тела будет возрастать по кривой OA (см. рис. 7.32) до расчетной (точка A). При этом на всех режимах при угловой скорости меньше расчетной характеристика $N_т = f(w)$ будет расположена ниже характеристики при постоянном расходе, во-первых, вследствие уменьшения расхода и, во-вторых, в результате резкого увеличения потерь при работе на нерасчетных режимах с уменьшенными расходами рабочего тела.

Характеристики совместной работы насосов и турбины для двух возможных случаев приведены на рис. 7.36. В первом случае (рис. 7.36, *а*) кривая располагаемой

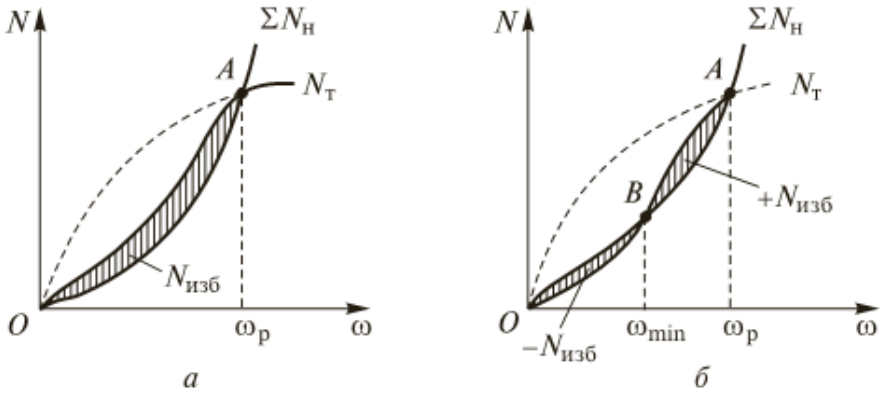


Рис. 7.36. Характеристики совместной работы турбины и насосов при независимой (*а*) и зависимой (*б*) подаче рабочего тела

мощности $N_т = f(w)$ во всем диапазоне значений w от 0 до $w_р$ будет расположена выше кривой потребной мощности $\sum N_н = f(w)$. Этот случай принципиально не отличается от раскрутки насоса при независимой подаче рабочего тела. Однако избыток мощности турбины $N_{изб}$ будет значительно меньше (заштрихованная область), вследствие чего время выхода на режим резко увеличится. При работе ТНА с зависимой подачей может наблюдаться второй случай, когда при начале раскрутки располагаемая мощность меньше потребной (рис. 7.36, *б*), $N_т < \sum N_н$, т. е. до точки B, и для раскрутки ТНА необходимо постороннее воздействие от специального стартового устройства. Характеристика располагаемой мощности дважды (в точках B и A) пересекается с характеристикой потребной мощности. В точке B режим неустойчив. При смещении вправо от точки B ТНА будет набирать обороты; при смещении влево ТНА заглохнет; в точке A режим работы устойчивый.

Раскрутка ТНА при зависимой подаче рабочего тела

При зависимой подаче рабочего тела задача раскрутки ТНА сводится к тому, чтобы с помощью пускового устройства (стартера) «забросить» ТНА на режим с угловой скоростью, большей, чем w_{min} (точка B на рис. 7.36). Как мы отмечали ранее (§ 6.2), для раскрутки могут использоваться стартеры с ПАД, со сжатым

газом и с ПГГ, имеющим независимую подачу. В некоторых случаях избыточная располагаемая мощность при раскрутке создается за счет избыточного давления в топливных баках и напора столба компонентов.

Характеристики совместной работы турбины и насосов при запуске с помощью стартера показаны на рис. 7.37. Пусковое устройство рассчитывают из условия $w_{пуск} = (1{,}1\ldots1{,}2)w_{min}$. При этом время раскрутки до $w_{пуск}$ определяется условием, аналогичным условию (7.84):

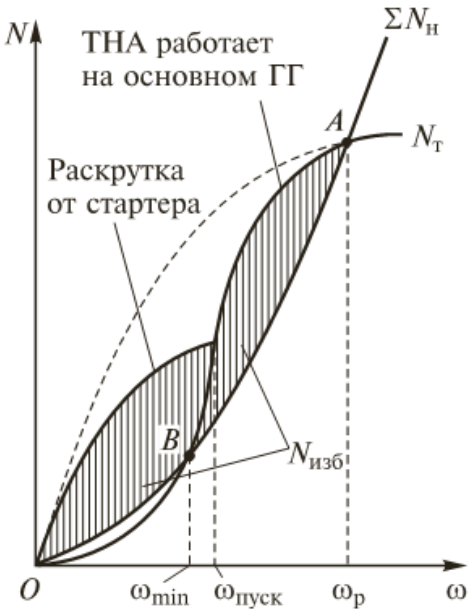


Рис. 7.37. Характеристики ТНА при запуске с помощью стартера

$$\tau_{пуск} = \int_0^{\omega_{пуск}} \frac{J\omega}{N_{пуск} - \sum N_н}\, d\omega. \qquad (7.85)$$

Чем мощнее пусковое устройство, тем меньше $\tau_{пуск}$, но и тем больше его масса, что надо особенно учитывать, если устройство размещается на ракете. Ввиду высокой надежности ($\approx 99{,}8\,\%$) большое распространение получили стартеры с ПАД. На рис. 7.38 показан ПАД для двигателя Н-1 ракеты-носителя «Сатурн-1В». В ПАД используются три пороховые шашки, расположенные телескопически. Для раскрутки ТНА установок с замкнутой схемой при выборе типа пускового устройства и компоновки ТНА следует учитывать, что в случае использования стартера с ПАД его продукты сгорания, как правило, имеют отрицательный кислородный баланс. Поэтому если ЖГГ окислительный, то во избежание опасности увеличения температуры при догорании продуктов

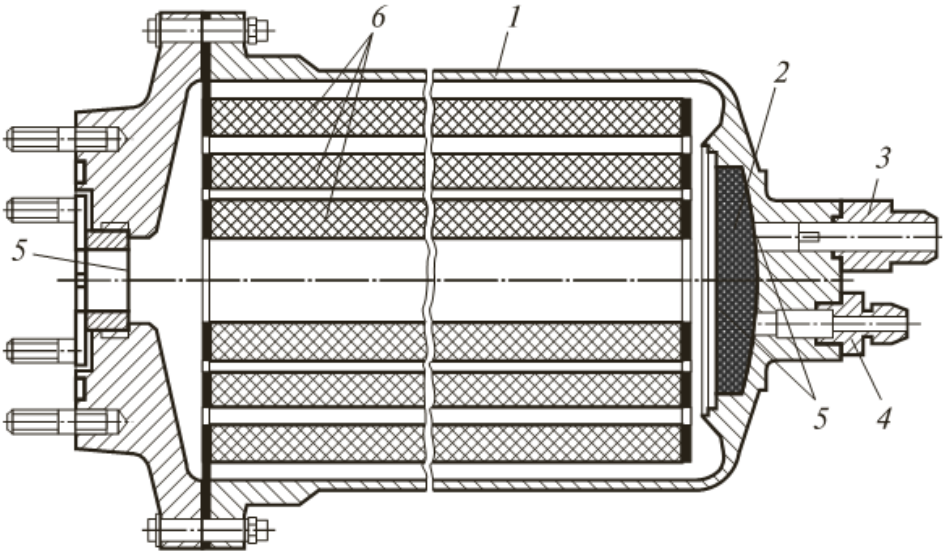


Рис. 7.38. Пусковой ПАД двигателя Н-1 ракеты-носителя «Сатурн-1В»:
1 — корпус; *2* — воспламенитель; *3* — запальник; *4* — датчик давления; *5* — разрывные мембраны; *6* — пороховые шашки

сгорания ЖГГ и пороховых газов целесообразно устанавливать пусковую турбину или оптимизировать свойства используемого в ПАД твердого топлива.

Компоновка ТНА

Конструкцию и характеристики работы ТНА в значительной мере определяет принятая схема его компоновки, а также тип основных агрегатов, т. е. насосов и турбин.

По компоновочной схеме различают *одновальные* (безредукторные), *редукторные* и *раздельные* ТНА.

Наиболее распространены одновальные ТНА (рис. 7.39, *А*). Они проще по конструкции и надежнее в работе. Однако недостаток их в трудности (а иногда и невозможности) обеспечения работы насосов и турбины при параметрах

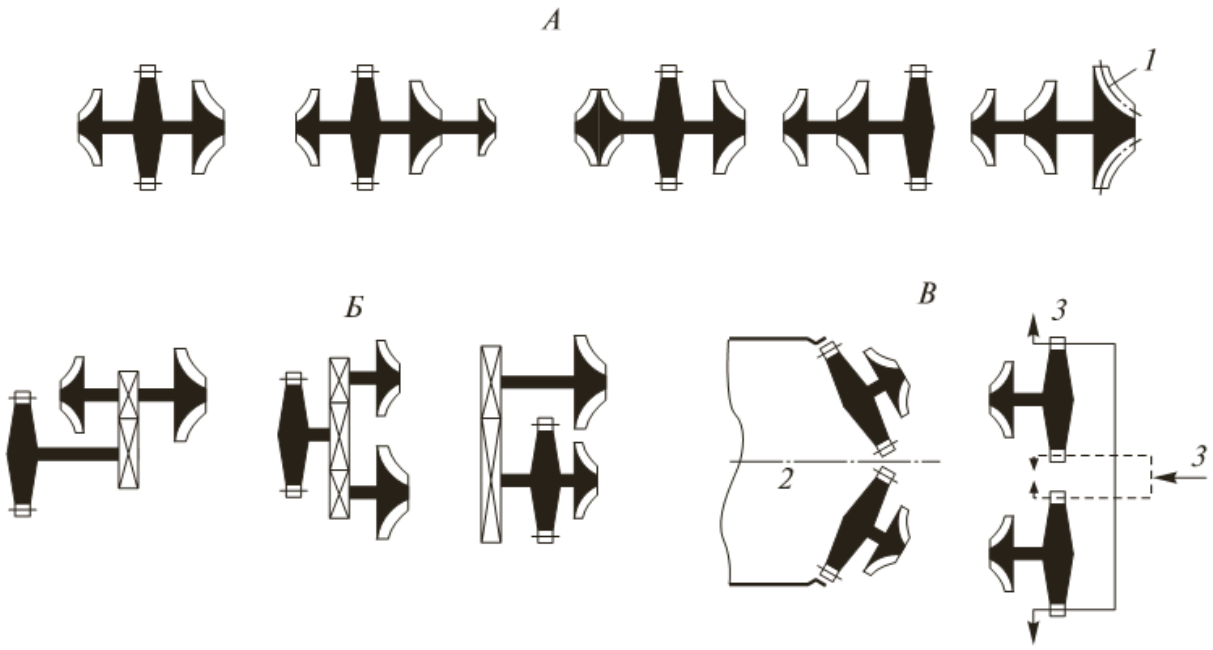


Рис. 7.39. Схемы компоновки ТНА:
А — одновальные ТНА; *Б* — редукторные ТНА; *В* — раздельная компоновка;
1 — радиальная турбина; *2* — камера сгорания; *3* — рабочее тело

(КПД, числе оборотов), близких к оптимальным. Дело в том, что при одновальной компоновке угловые скорости вращения турбины и всех насосов одинаковы. При этом максимально возможная скорость вращения вала лимитируется наименьшим из максимально допустимых значений w_{max} насосов, размещенных на валу. В свою очередь, согласно равенству (7.32) имеем

$$\omega_{max} = \frac{1}{298}\frac{c_{кр}}{\sqrt{Q}}\left(\frac{p_{вх} - p_s}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}.$$

Если для качественной оценки принять приближенно значения $p_{вх} - p_s$ и $c_{кр}$ насосов горючего и окислителя равными, то отношение максимально допустимых угловых скоростей вращения валов насосов горючего и окислителя будет иметь вид

$$\frac{\omega_{\max г}}{\omega_{\max о}} = \sqrt[4]{\frac{\rho_о}{\rho_г}}\sqrt{\alpha K_{m0}}. \qquad (7.86)$$

Расчетные данные, найденные по формуле (7.86), для некоторых топлив представлены в табл. 7.1, откуда следует, что w_{max} насосов горючего и окислителя отличаются в несколько раз. Наибольшее различие w_{max} насосов горючего и окислителя имеют водородные двигатели. Таким образом, определяя скорость вращения одновального ТНА по w_{max} насоса окислителя, допускающего меньшее значение w, мы занижаем угловую скорость вращения ротора турбины, создавая условия работы, значительно хуже оптимальных. Однако, применяя специальные меры, предохраняющие от кавитации (наддув баков, установку преднасосов и т. д.), удается несколько повысить значения w_{max}, но не настолько, чтобы турбина одновального ТНА работала в оптимальных условиях. При этом в более трудных условиях работают турбины одновальных ТНА двигательных установок без дожигания генераторного газа.

Таблица 7.1

Особенности работы насосов горючего и окислителя

Компоненты	ρ, кг/м^3	α	K_{m0}	$\frac{\omega_{\max г}}{\omega_{\max о}}$
Керосин Жидкий кислород	834,7 1140	0,85	3,39	1,84
Керосин Азотная кислота	834,7 1510	0,85	5,57	2,53
Жидкий водород Жидкий кислород	71 1140	0,65	8,0	4,61
Жидкий водород Жидкий фтор	71 1510	0,65	11,6	5,95

Вследствие указанных причин при некоторых условиях может оказаться более выгодной компоновка ТНА с редуктором или раздельная компоновка. *Редукторные* ТНА (рис. 7.39, *Б*) имеют передачу, уменьшающую число оборотов насоса (одного или нескольких) по сравнению с числом оборотов турбины. При этом каждый агрегат (турбина и насосы) работает при оптимальном значении w, что дает определенный выигрыш в их КПД. Однако такие ТНА значительно сложнее и тяжелее; часто для них требуется специальное обеспечение смазки и охлаждения редуктора. Редукторная схема используется в ТНА двигателей RL10A.

Схемы *раздельной компоновки* ТНА представлены на рис. 7.39, *В*. Здесь каждый насос приводится в действие своей турбиной, что позволяет обеспечить работу турбины при более благоприятных условиях и может быть целесообразным в водородных двигателях, когда разница в w_{max} насосов для окислителя и горючего особенно велика. Кроме того, при такой компоновке легче решаются вопросы подвода топлива в ТНА и регулирования подачи компонентов. Недостаток раздельной компоновки состоит в том, что в этом случае устанавливаются две турбины. Раздельная компоновка ТНА реализована в двигательной установке с предельной замкнутой схемой «газ + газ» (РД-270 конструкции НПО «Энергомаш» им. академика В. П. Глушко; см. § 8.3). Примером ЖРД с раздельной компоновкой ТНА может быть схема двигательной установки, представленной далее на рис. 8.10.

В одновальном ТНА турбина может быть расположена между насосами (см. рис. 7.39, *а*, *б*, *в*) и консольно (см. рис. 7.39, *г*, *д*, 7.42 и 7.43).

Консольное расположение турбины целесообразно в двигательных установках с дожиганием, так как облегчает подачу продуктов сгорания от турбины в камеру двигателя. В установках без дожигания место расположения турбины часто определяется удобством размещения агрегатов установки (ЖГГ, испарителя, магистрали компонентов и т. д.). При одновальном ТНА консольное расположение турбины обусловливает повышенные требования к уплотнениям близко расположенных насосов для горючего и окислителя (особенно при использовании самовоспламеняющихся компонентов или кислорода).

Турбонасосные агрегаты могут иметь два, три и более насоса. При этом дополнительные насосы применяют для подачи топлива в ПГГ (см. рис. 6.4, *б*), а также для подачи топлива в ЖГГ двигательных установок с дожиганием. Иногда ТНА используют для привода вспомогательных агрегатов (электрических генераторов, регуляторов и т. д.).

Размещение ТНА в двигательной установке

На рис. 7.40 показаны возможные схемы совместной компоновки ТНА и камеры двигателя.

При размещении ТНА, помимо компактности с целью уменьшения габаритов и массы всей установки, необходимо по возможности обеспечить наиболее прямой путь топлива от баков к насосам (для уменьшения потерь давления), удобный подвод рабочего тела к турбине и отвод газов из нее. В двигателях с дожиганием желательно, чтобы газовод для подачи газов высокой температуры из турбины в головку камеры был возможно короче, а скорость газов в нем не превышала 150…200 м/с. Кроме того, следует учитывать возникновение при работе ТНА крутящего момента, сообщаемого ракете, что может потребовать его компенсации. При поворотной камере двигателя желательно прикреплять ТНА к камере; в этом случае гибкие шланги подвода топлива не находятся под давлением, что увеличивает надежность гибкого шланга и уменьшает усилие, необходимое для поворота камеры.

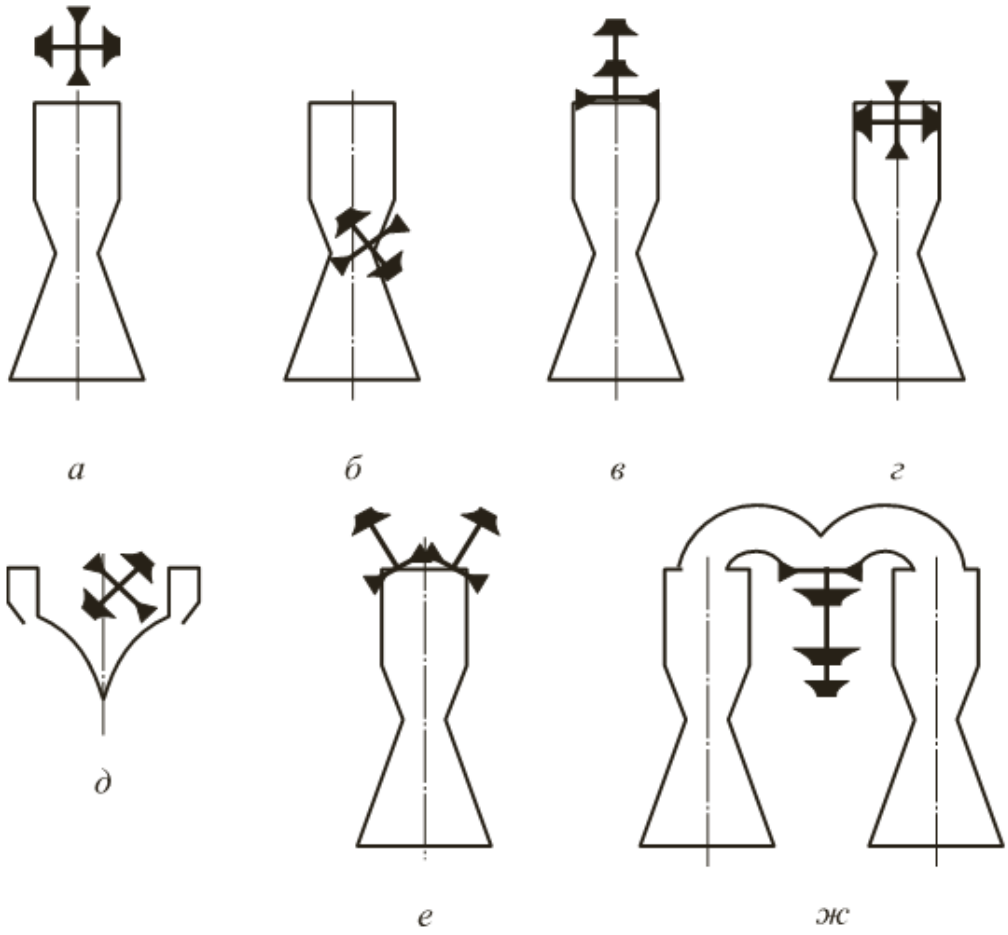


Рис. 7.40. Схемы размещения ТНА относительно камеры двигателя

Основные параметры и примеры выполненных ТНА

В табл. 7.2 приведены данные выполненных ТНА. Эти данные позволяют судить о КПД насосов и турбин, угловых скоростей вращения роторов насосов и турбин ЖРД. Из таблицы очевидна тенденция к увеличению КПД насосов и, особенно, КПД турбин.

На рис. 7.41 показан турбонасосный агрегат двигателя РД-107; ТНА подает топливо в четыре камеры, а также перекись водорода для газогенератора и жидкий азот для наддува баков.

На рис. 7.42 изображен общий вид турбонасосного агрегата ЖРД РД-170, представляющего техническое воплощение оригинальных конструкторских идей, научных разработок и высоких технологий; ТНА предназначен для подачи компонентов топлива в два газогенератора и четыре камеры данной двигательной установки [36]. Он состоит из насоса окислителя, двухступенчатого насоса горючего и осевой одноступенчатой турбины реактивного типа. Основные технические данные ТНА представлены в табл. 7.2.

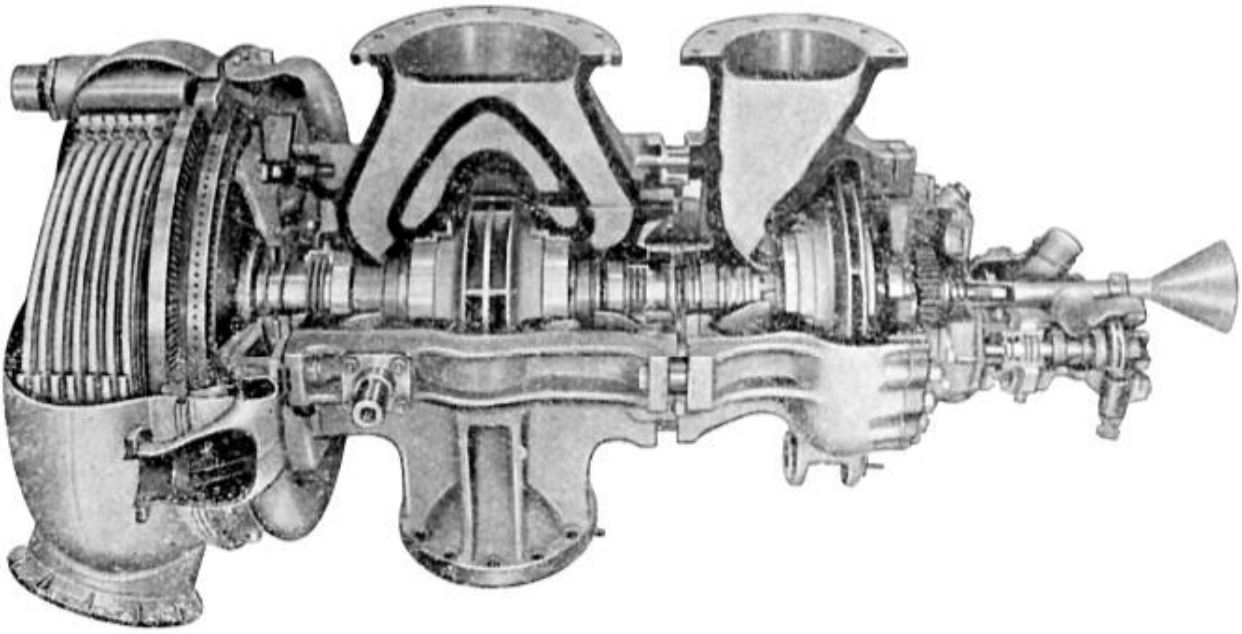


Рис. 7.41. Турбонасосный агрегат двигателя РД-107

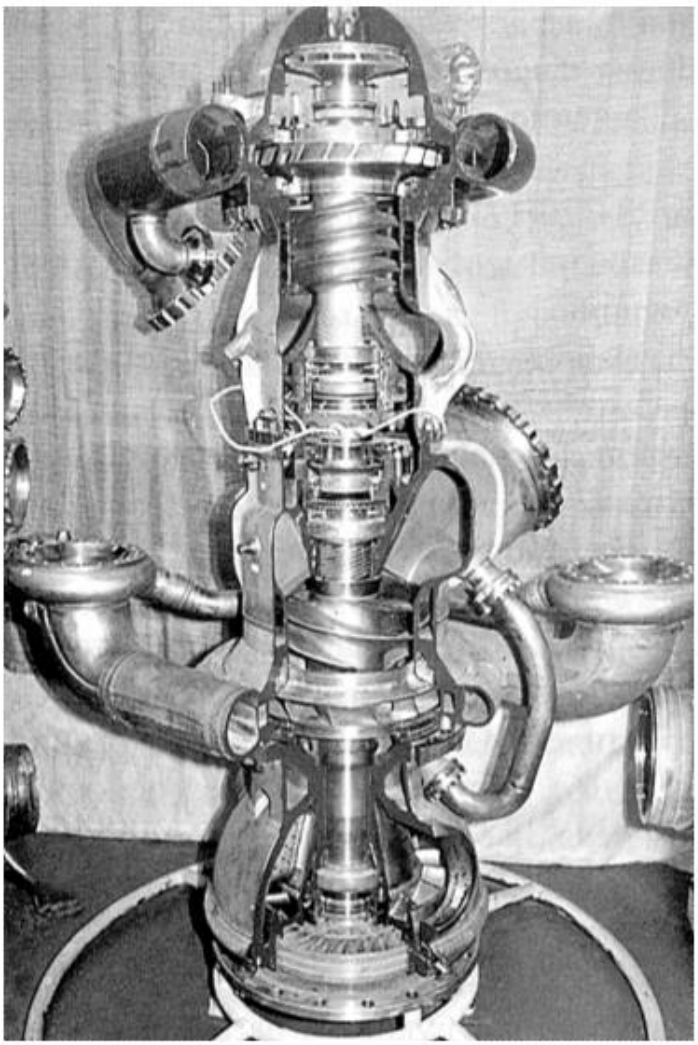


Рис. 7.42. Общий вид ТНА РД-170 [36]

Таблица 7.2

Параметры выполненных ТНА

Двигатель	Компоненты	Насосы					
		$\dot{m}$, кг/с	$p_{вх}$, МПа	$p_{вых}$, МПа	w, 1/с	КПД $\eta_н$	$N_н$, МВт
А-4	Кислород Этиловый спирт 75 %	68,2 55,4	0,275 0,128	1,78 2,15	397,9	0,64 0,65	0,142 0,200
XRL-99 (самолетный)	Кислород Аммиак	52,9 42,3	1,49 1,87	6,80 7,96	1360,3	0,75 0,68	0,327 0,558
РД-170	Кислород Керосин	1730 660	2,5 1,0	58,8 1 ст. — 49,1 2 ст. — 78,5	1441,9	0,715 0,749 0,415	122,2 1 ст. — 55,9 2 ст. — 2,69
РД-0120	Кислород Водород	377 63	4,5 2,3	42 1 ст. — 32,5 2 ст. — 54	3359,3	— —	— —
SSME	Кислород Водород	397,2 66,3	2,58 1,72	41,5 1 ст. — 28,4 2 ст. — 47,9	283 3557,7	0,673 0,825 0,773	16,1 0,98 43,4

Двигатель	Тип газогенератора	Турбины							
		$\dot{m}$, кг/с	$p^*_{вх}$, МПа	$p^*_{вых}$, МПа	$T^*_{вх}$, К	w, 1/с	КПД $\eta_Н$	$N_Н$, МВт	Примечание
А-4	ПГГ на H_2O_2 80%	2,13	2,58	0,17	660	23876	0,32	0,342	Турбина двухступенчатая парциальная, $\varepsilon = 0,4$
XRL-99 (самолетный)	ПГГ на H_2O_2 90%	3,58	2,75	0,27	900	81619	0,5	0,066	Турбина двухступенчатая парциальная, $\varepsilon = 0,4$; расположена консольно
РД-170	Окислительный ЖГГ	1860	51	27,5	760	86520	0,791	180,8	Турбина одноступенчатая реактивная
РД-0120	Восстановительный ЖГГ	—	38	—	798	3359,3	—	60,3	Турбина двухступенчатая
SSME	Восстановительный ЖГГ	27,5 66,1	33,9 34	22,7 23,3	993 1020	2839 3567	0,781 0,796	17,1 43,4	Турбины двухступенчатые реактивные

7.5. Газогенераторы

Классификация и основные параметры

Основные назначения газогенераторов — получение рабочего тела заданной температуры и в заданном количестве для привода ТНА. Кроме того, газогенераторы могут использоваться как аккумуляторы давления при вытеснительной подаче топлива (ПАД или ЖАД), для наддува баков и привода вспомогательных систем. Газогенераторы могут работать на жидком и твердом топливе. Газогенераторы на твердом топливе (ПАД) применяют обычно для запуска ТНА или как аккумуляторы давления при вытеснительной подаче (см. далее § 9.6). Для привода ТНА применяют главным образом газогенераторы на жидком топливе.

По числу компонентов, используемых для получения рабочего тела, различают одно-, двух- и трехкомпонентные газогенераторы.

В однокомпонентных газогенераторах рабочее тело образуется в результате разложения топлива. Обычно их называют *парогазогенераторами* (ПГГ).

В двухкомпонентных газогенераторах рабочее тело получается вследствие сгорания горючего и окислителя. В трехкомпонентных газогенераторах для снижения температуры или для улучшения значений RT рабочего тела подается третий компонент. Двух- и трехкомпонентные газогенераторы принято называть *жидкостными газогенераторами* (ЖГГ) (рис. 7.43 и рис. 6 на вклейке).

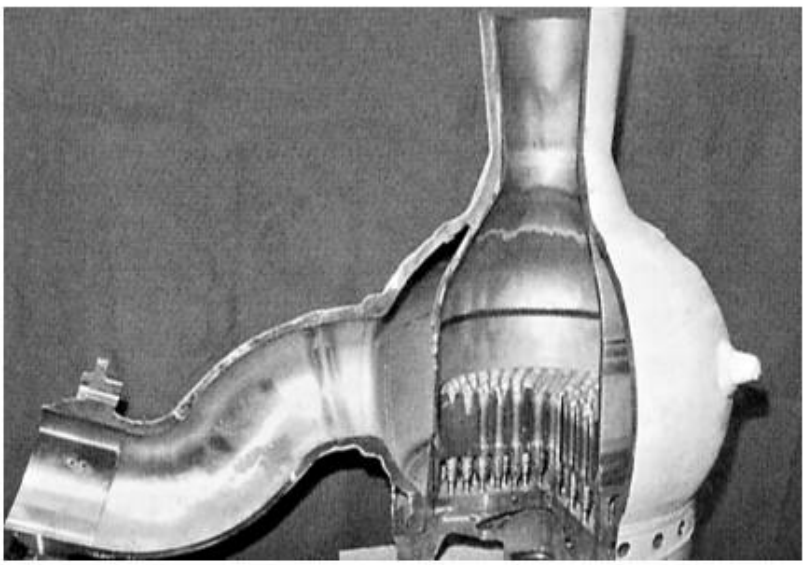


Рис. 7.43. Внешний вид ЖГГ РД-170 [36]

Условия применения ПГГ или ЖГГ были рассмотрены в § 6.2. Основными параметрами работы газогенератора являются температура рабочего тела, величина RT и расход рабочего тела $\dot{m}_{ГГ}$.

Температура рабочего тела, которую должен обеспечить газогенератор, определяется максимально допустимой температурой лопаток и находится в пределах 750…1200 К. Величина RT рабочего тела характеризует его работоспособность и зависит от применяемых компонентов и их соотношения.

В двигательных установках с дожиганием типа «газ + жидкость» суммарный расход компонентов через ЖГГ в конечном счете определяется принятой температурой рабочего тела, так как один из компонентов ЖРД подается в ЖГГ полностью и расход его через ЖГГ равен расходу в камеру ЖРД, а расход второго подбирается так, чтобы температура рабочего тела была равна заданной. При схеме с дожиганием типа «газ + газ» расходы компонентов через каждый ЖГГ определяются из условия обеспечения заданной температуры рабочего тела. Расчет расходов приведен далее, в § 8.3.

В двигательных установках без дожигания расход компонентов через газогенератор определяется из условия обеспечения необходимой мощности ТНА. Зная необходимую мощность турбины ТНА для обеспечения подачи топлива, определим необходимый расход рабочего тела, вырабатываемого газогенератором, из формулы (7.55):

$$\dot{m}_{ГГ} = \frac{N_т}{L_{ад}\eta_т}. \qquad (7.87)$$

Рассмотрим работу и устройство различных типов газогенераторов на жидком топливе.

Парогазогенераторы

В парогенераторах рабочее тело образуется в результате разложения однокомпонентного топлива. В табл. 7.3 приведены некоторые топлива для ПГГ.

Таблица 7.3

Свойства рабочих тел ПГГ при $p_{ГГ} = 6$ МПа

Топливо	T, К	RT, кДж/кг	γ
Перекись водорода концентрации 100 %	1272	464	1,25
Изопропилнитрат	1260	628	1,15
Гидразин	899	685	1,36
Оксид этилена	1200	550	1,17

Наиболее распространено использование в ПГГ перекиси водорода различной концентрации. При этом разложение перекиси водорода в ПГГ происходит под воздействием катализатора. В качестве катализатора используют как жидкие катализаторы (водные растворы перманганатов $NaMnO_4$, $KMnO_4$), так и твердые катализаторы различных типов. В качестве твердого катализатора применяются зерна какого-либо пористого вещества, в порах которого осаждено катализирующее вещество (чаще тот же $KMnO_4$), или катализирующие сетки. На рис. 7.44 показаны схемы ПГГ, работающих на перекиси водорода при использовании жидкого или твердого катализатора. Большее распространение получили ПГГ с твердым катализатором.

Температура и состав парогаза, вырабатываемого путем разложения перекиси водорода, определяется (если не учитывать некоторой неполноты

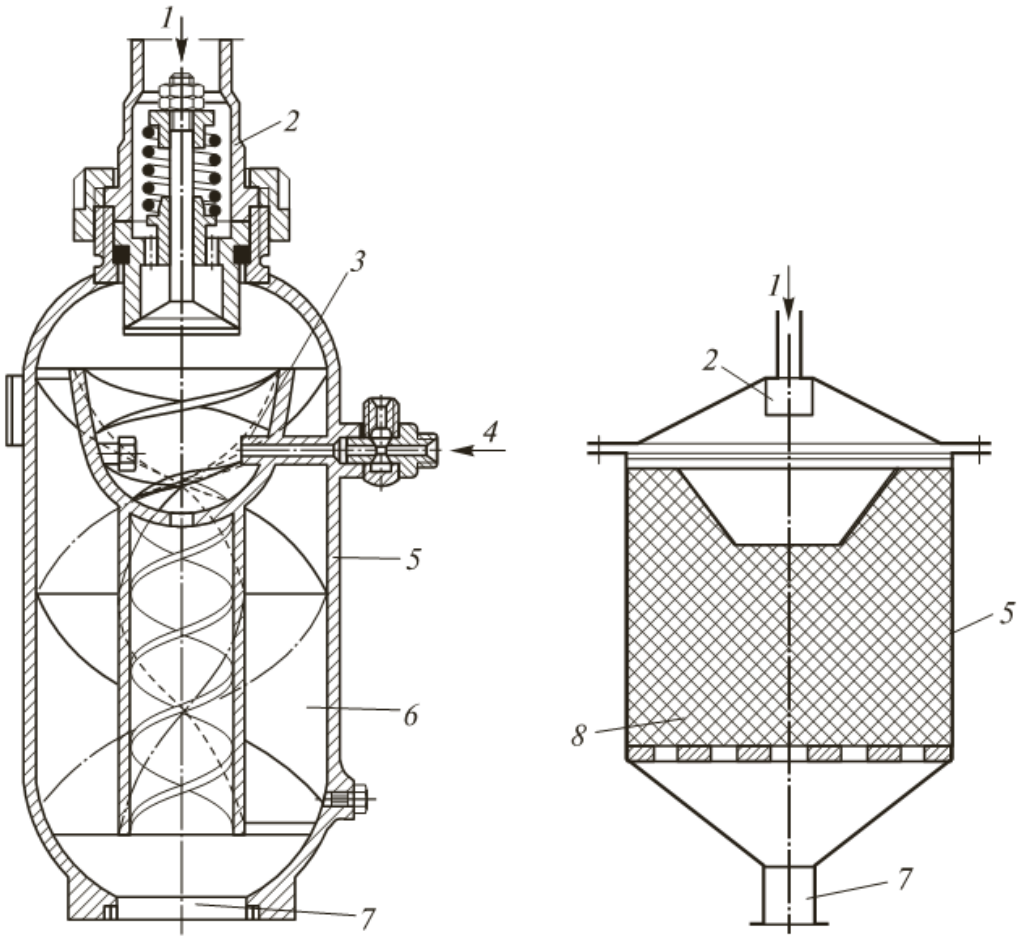


Рис. 7.44. Схемы перекисеводородных ПГГ:
а — с жидким катализатором; *б* — с твердым катализатором;
1 — подвод перекиси; *2* — форсунка перекиси водорода; *3* — форсунка катализатора; *4* — подвод катализатора; *5* — корпус; *6* — шнек; *7* — сборник парогаза и отводящая труба; *8* — катализатор

разложения перекиси и тепловых потерь) концентрацией перекиси, поступающей в реактор.

При расчете состава парогаза следует исходить из того, что при тех низких температурах, которые имеют место в реакторе ПГГ, диссоциация продуктов разложения отсутствует и парогаз состоит из паров воды и свободного кислорода (пренебрегаем содержанием катализатора и продуктов его разложения). Один грамм-моль перекиси (34 г) при разложении дает 1 грамм-моль воды (18 г) и 1/2 грамм-моля кислорода (16 г). Относительное содержание паров воды и кислорода зависит от концентрации перекиси. Если обозначить концентрацию перекиси через σ_o, то состав парогаза будет следующий:

— количество паров воды в 1 кг продуктов разложения перекиси

$$g_{H_2O} = (1-\sigma_o) + \frac{18}{34}\sigma_o, \ \frac{\text{кг } H_2O}{\text{кг парогаза}}; \tag{7.88}$$

— содержание кислорода

$$g_{O_2} = \frac{16}{34}\sigma_o, \ \frac{\text{кг } O_2}{\text{кг парогаза}}. \tag{7.89}$$

При использовании жидкого катализатора в величине $\sigma_о$ должно учитываться количество воды, поступающей с раствором перманганата. Зная состав перекиси и теоретическую температуру парогаза, из условия равенства полных энтальпий перекиси с концентрацией $\sigma_о$ и продуктов разложения находим

$$I_{п\,H_2O_2} = \left(g_{H_2O} I_{п\,H_2O} + g_{O_2} I_{п\,O_2} \right)_т, \qquad (7.90)$$

где $I_{п\,H_2O}$ и $I_{п\,O_2}$ — полные энтальпии паров H_2O и O_2, значения которых определяются при заданной температуре по таблицам из справочников термодинамических свойств; $I_{п\,H_2O_2}$ — полная энтальпия H_2O_2. Для перекиси с концентрацией $\sigma_о$ имеем

$$I_{п\,H_2O_2} = \sigma_о I_{п\,H_2O_2} + (1-\sigma_о) I_{п\,H_2O\,ж} + (1-\sigma_о)\Delta I_{раст}, \qquad (7.91)$$

где $I_{п\,H_2O\,ж}$ — полная энтальпия жидкой воды; $\Delta I_{раст}$ — теплота растворения воды в H_2O_2:

$$\Delta I_{раст} = -46 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг } H_2O.$$

Решая уравнение (7.90), определим температуру. На рис. 7.45 приведены данные расчета состава и теоретической температуры парогаза, полученные по универсальной программе «Астра» [16]. Действительная температура парогаза будет меньше за счет потерь теплоты в связи с неполным разложением перекиси и за счет охлаждения парогаза в реакторе и трубопроводах и составит 0,92…0,95 от теоретической.

При определении размеров реактора ПГГ, работающего на жидком катализаторе, можно исходить из того, что в 1 л объема при давлении 2…3 МПа можно с хорошей полнотой разложить за одну секунду 1 кг 80-процентной перекиси. Расход жидкого катализатора составляет 7…8 % от расхода перекиси.

Расчет размеров реактора, работающего на твердом катализаторе, проводят, определяя массу и размеры пакета катализатора. Для этого расчета используются две величины.

Первой величиной является *допускаемый удельный расход перекиси*, выраженный в кг/с, который может разложить 1 кг твердого катализатора. Эту величину обозначим

$$s = \frac{H_2O_2 \dfrac{\text{кг}}{\text{с}}}{1 \text{ кг катализатора}}.$$

Вторая величина — *полный ресурс катализатора* S кг H_2O_2 на 1 кг катализатора, понимаемый как полное количество перекиси в килограммах, которую может разложить 1 кг катализатора за все время своей работы.

Пользуясь этими величинами, легко определить массу пакета катализатора:

$$M_{кат} = \frac{M_{H_2O_2}}{S}, \text{ кг}. \qquad (7.92)$$

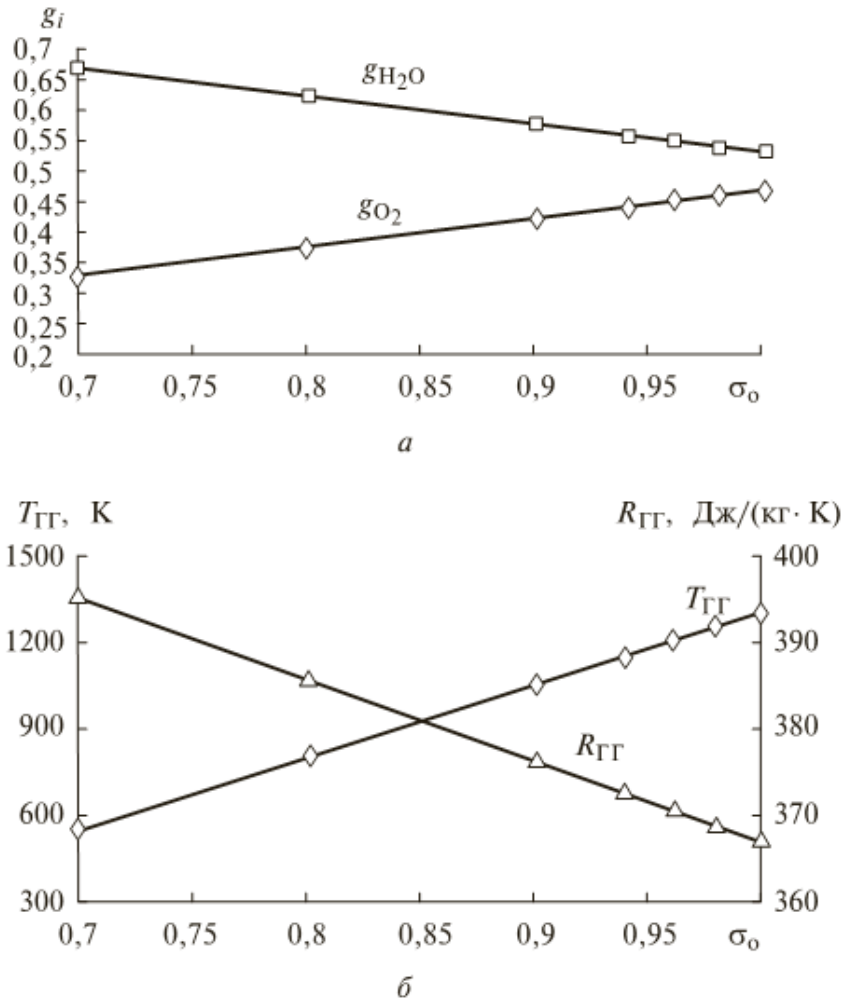


Рис. 7.45. Относительная массовая концентрация (*а*), температура и газовая постоянная (*б*) продуктов разложения перекиси водорода различной концентрации, $p_{ГГ} = 7$ МПа

Найденная масса проверяется на полный ресурс следующим образом. Полный расход перекиси за все время работы двигателя $\tau_р$ должен быть меньше, чем полный ресурс данного количества катализатора:

$$M_{H_2O_2}\tau_р \le M_{кат}S. \tag{7.93}$$

Величины s и S зависят от применяемого катализатора.

При меньших ресурсах S величина s может быть значительно увеличена. Это объясняется тем, что при повышении удельного расхода перекиси за счет больших скоростей движения перекиси и парогаза через пакет катализатора увеличивается выработка катализирующего вещества.

Объем пакета катализатора $V_{кат}$ находится по насыпной плотности катализатора $\rho_{кат}$:

$$V_{кат} = \frac{M_{кат}}{\rho_{кат}}. \tag{7.94}$$

Жидкостные газогенераторы

Преимущество ЖГГ по сравнению с ПГГ состоит в возможности использования для работы ЖГГ основных компонентов, на которых работает ЖРД; ЖГГ допускают регулирование суммарного расхода рабочего тела и соотношения расходов окислителя и горючего (т. е. температуры рабочего тела). В двигательной установке с замкнутой схемой в ЖГГ происходит значительная часть процессов преобразования топлива ЖРД в продукты сгорания. Чаще ЖГГ работают на основных компонентах ЖРД (см. рис. 7.43, 7.46).

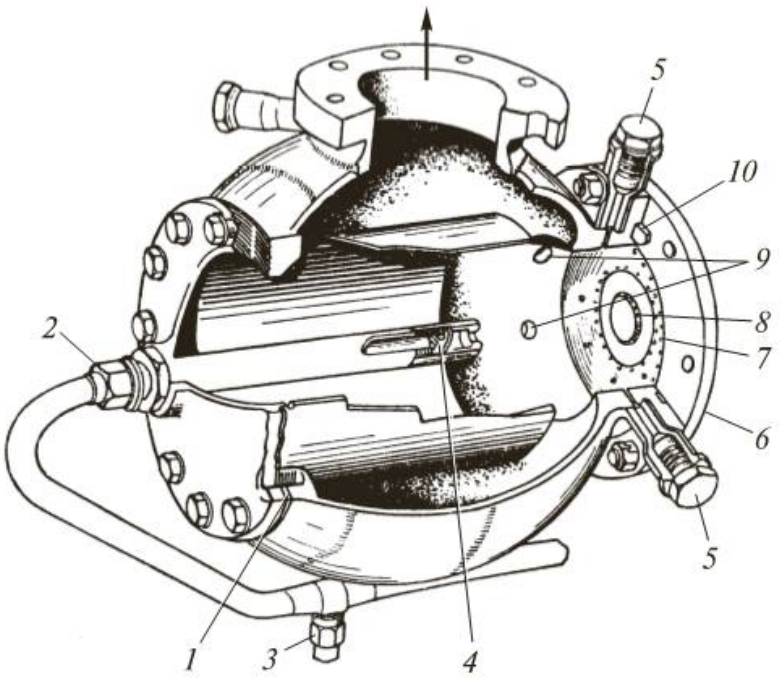


Рис. 7.46. Жидкостный газогенератор двигателя RZ-2:
1 — уплотнение; *2* — подвод горючего (~ 10 %); *3* — сливной кран; *4* — центробежная форсунка; *5* — штуцер для замеров; *6* — головка; *7* — форсунки горючего; *8* — форсунки окислителя; *9* — отверстия для запала; *10* — уплотнение

Главная особенность и отличие ЖГГ от камеры сгорания состоит в том, что ЖГГ работают при «смещенном» α, т. е. при коэффициенте избытка окислителя $\alpha >> 1$ или при $\alpha << 1$. В обоих случаях соотношение между компонентами определяется из условия обеспечения принятой температуры рабочего тела.

Жидкостные газогенераторы, работающие при $\alpha >> 1$, называют *окислительными*, или просто «кислыми», а работающие при $\alpha << 1$, называют *восстановительными*, или «сладкими».

Выбор типа ЖГГ (окислительного или восстановительного) определяется назначением ЖГГ, применяемыми компонентами и схемой двигательной установки.

В двигательной установке с дожиганием типа «газ + жидкость» выбор окислительного или восстановительного ЖГГ определяется в конечном счете работоспособностью рабочего тела, подаваемого на турбину, т. е. произведением $\left(\dot{m}RT\right)_{\text{ГГ}}$.

В двигательной установке без дожигания для получения рабочего тела заданной температуры можно в равной мере использовать ЖГГ и при $\alpha >> 1$, и при $\alpha << 1$. Окончательный выбор окислительного или восстановительного ЖГГ в этом случае определяется применяемыми компонентами и спецификой работы агрегатов двигательной установки (конструкция, материалы, назначение установки).

Для примера на рис. 7.47 показаны теоретические зависимости изменения T и RT, а также скорости изменения температуры $\partial T / \partial \ln \alpha$ для топлива, являющегося смесью кислорода и керосина, в широком диапазоне изменения α.

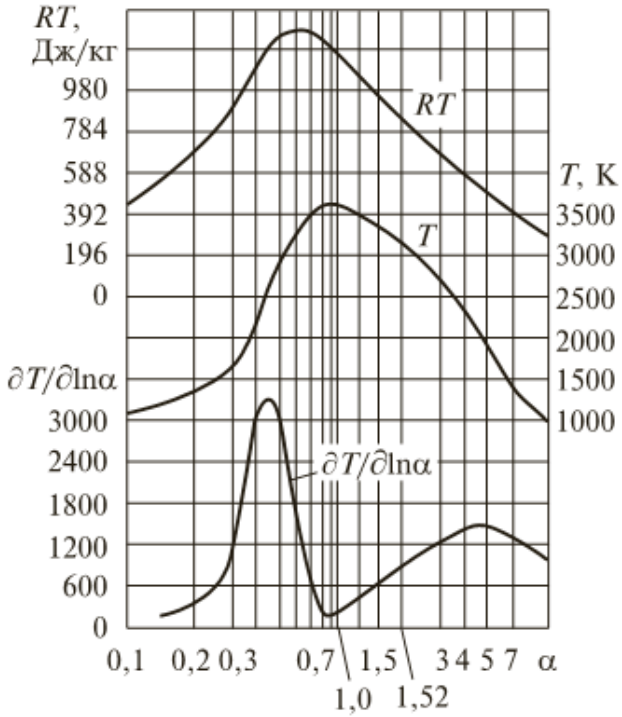


Рис. 7.47. Зависимость T, RT и $\partial T / \partial \ln \alpha$ от α для топлива, являющегося смесью кислорода и керосина при p =3,92 МПа

Анализируя эти графики, мы видим, что, например, при температуре рабочего тела 1500 K значение RT для восстановительного ЖГГ в 2 раза больше, чем для окислительного, а скорость изменения температуры $\partial T / \partial \ln \alpha$ несколько меньше, что часто более благоприятно для работы двигательной установки. Однако в восстановительном ЖГГ возможно выпадение сажи, коксообразование, что уже является отрицательным фактором. В двигателях первых ступеней ракет-носителей «Атлас», «Сатурн», работающих на топливе, являющемся смесью кислорода и керосина, используется восстановительный ЖГГ, а ракет-носителей «Энергия», «Зенит» — окислительный.

При использовании ЖГГ для наддува баков тип генератора определяется условиями предотвращения догорания в баках. Для наддува бака окислителя, естественно, применяется окислительный ЖГГ, для бака горючего — восстановительный.

По способу организации процесса получения рабочего тела различают ЖГГ с *одноступенчатым* и *двухступенчатым* подводами топлива (однозонные и двухзонные), например в ЖРД РД-120, РД-170 и РД-253, РД-301 соответственно.

При одноступенчатом подводе (рис. 7.48, *а*) все топливо подается через головку и в камере ЖГГ происходит сгорание при заданном соотношении компонентов. Такой тип ЖГГ пригоден для легко испаряющихся и легко воспламеняющихся топлив. При двухступенчатом подводе (рис. 7.48, *б*) часть топлива (окислителя при $\alpha >> 1$, горючего при $\alpha << 1$ или воды) подается через специальные форсунки или пояс форсунок, размещенных на некотором отдалении от головки. Такая схема подачи топлива может быть рациональной при большом смещении соотношения компонентов от стехиометрического или при подаче воды. В этом случае через головку подается топливо с соотношением компонентов, более близким к стехиометрическому, что обеспечивает надежное воспламенение и горение с образованием продуктов сгорания высокой температуры. Для снижения температуры газов через пояс форсунок подается дополнительная порция топлива. При этом происходят сложные процессы испарения, разложения, а в некоторых случаях и догорания дополнительно впрыснутого компонента. Особенно усложняется процесс при дополнительном впрыске углеводородного горючего, когда могут иметь место выделение сажи и коксообразование.

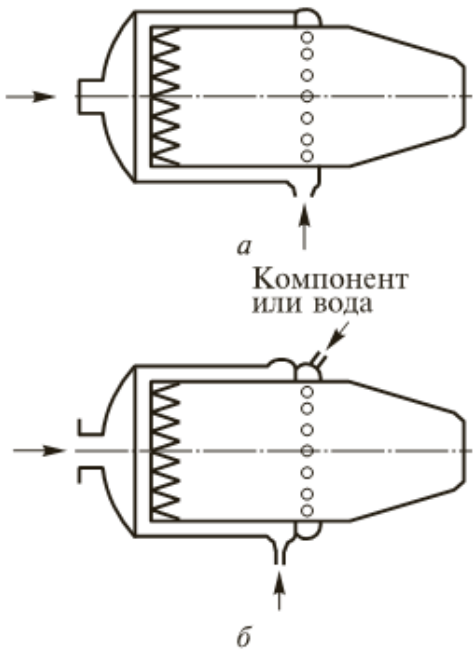


Рис. 7.48. Схемы ЖГГ с одноступенчатым (*а*) и двухступенчатым (*б*) подводом топлива

В трехкомпонентном ЖГГ для снижения температуры рабочего тела проводят баллистировку рабочего тела (подачу третьего компонента). При этом подачу третьего компонента можно производить как через отдельный пояс, так и со стороны головки.

Особенности процессов и расчет ЖГГ

Вследствие большого избытка одного из компонентов и необходимости обеспечения сравнительно низкой температуры рабочего тела характерны следующие особенности организации процесса образования рабочего тела в ЖГГ.

1. *Особенности воспламенения*. При большом смещении коэффициента избытка окислителя соотношение компонентов становится близким к пределам воспламеняемости и воспламенение затрудняется. Один из способов обеспечения надежного воспламенения — применение двухступенчатого подвода топлива. При подаче топлива только от головки в некоторых случаях необходимо обеспечить надежно воспламеняемое ядро, что достигается соответствующим размещением форсунок.

2. *Температурная и химическая неравномерность состава газов*. Вследствие большого избытка одного из компонентов и низких температур часть избыточного компонента может испариться и не вступить в реакцию. При этом подогрев этой части газов будет происходить только за счет отбора теплоты от продуктов сгорания прореагировавшей части топлива.

3. *Частичная неравновесность процесса*. Ввиду низких температур химические реакции протекают более медленно, чем, например, в камере ЖРД. В результате этого изменение состава продуктов сгорания не успевает следовать за изменением температуры и равновесное состояние не устанавливается. Особенно велика степень неравновесности при двухступенчатом подводе топлива, когда вследствие впрыска холодной дополнительной порции топлива (или воды) происходит частичное «замораживание» состава продуктов сгорания.

4. *Влияние химического состава топлива*. При использовании компонентов топлива, имеющих сложную молекулу, вследствие сравнительно низких температур в камере ЖГГ возможно образование продуктов сгорания со сложным молекулярным строением, а при большом избытке углеводородного горючего, кроме появления в продуктах сгорания сложных молекул (например, CH_4, C_2H_2), возможно выделение углерода в твердой фазе (сажи).

При избытке компонента с более простой молекулой (например, кислорода в топливе, являющемся смесью кислорода и керосина) наличие сажи не наблюдается.

Ввиду отмеченных особенностей организации и протекания процесса в ЖГГ точный расчет параметров работы ЖГГ оказывается более сложным, чем расчет параметров в камере сгорания ЖРД. В ряде случаев расчет ЖГГ возможен только с использованием эмпирических коэффициентов, позволяющих корректировать данные расчета в соответствии с типом ЖГГ и применяемым топливом.

Рассмотрим упрощенные схемы расчета ЖГГ для трех случаев работы ЖГГ:

— при избытке окислителя;

— при избытке углеводородного горючего;

— при впрыске воды.

Р а с ч е т п р и и з б ы т к е о к и с л и т е л я. В этом случае при расчете можно исходить из предположения, что сгорание полное, а диссоциация отсутствует. Тогда продукты сгорания четырехэлементного топлива будут состоять из CO_2, H_2O, N_2 и O_2.

Массовые доли компонентов продуктов сгорания следующие:

$$g_{CO_2} = \frac{11}{3}C_т,\ g_{H_2O} = 9H_т,\ g_{N_2} = N_т,\ g_{O_2} = O_т - \frac{8}{3}C_т - 8H_т. \qquad (7.95)$$

Естественно, что

$$g_{CO_2} + g_{H_2O} + g_{N_2} + g_{O_2} = 1. \qquad (7.96)$$

Температура получаемых продуктов сгорания определяется, как обычно, из условия равенства полной энтальпии топлива и продуктов сгорания:

$$I_{п.т} = I_{п.п.с}, \qquad (7.97)$$

где

$$I_{п.п.с} = \sum I_{п\,i} g_i = I_{п\,CO_2} g_{CO_2} + I_{п\,H_2O} g_{H_2O} + I_{п\,N_2} g_{N_2} + I_{п\,O_2} g_{O_2}. \qquad (7.98)$$

Здесь $I_{\text{п}\,i}$ — полная энтальпия компонентов продуктов сгорания. Если расчетная температура получится отличной от заданной для ЖГГ, необходимо изменить состав топлива, для нового топлива определить состав продуктов сгорания и полную энтальпию топлива $I_{\text{п.т}}$ и, решая уравнение (7.97), найти новую температуру.

Расчет при избытке углеводородного горючего. В этом случае расчет осложняется тем, что в составе продуктов сгорания возможно появление твердого углерода (сажи) и углеводородов, в первую очередь CH_4, а также углеводородов типа C_2H_2, C_2H_4 и т. д. Наличие углерода и газообразных углеводородов приводит к появлению дополнительных уравнений констант равновесия:

$$\frac{p_{CH_4}}{p_{H_2}^2} = K^{\text{I}}, \quad \frac{p_{C_2H_2}}{p_{H_2}} = K^{\text{II}}, \quad \frac{p_{C_2H_2}}{p_{H_2}^2} = K^{\text{III}}, \tag{7.99}$$

$$\frac{p_{CO_2}}{p_{CO}^2} = K^{\text{IV}}. \tag{7.100}$$

Рассмотрим порядок расчета на примере трехэлементного топлива (H, C, O). Обозначив через η массовую долю твердого углерода и предполагая, что для трехэлементного топлива состав остальных продуктов сгорания будет характеризоваться парциальными давлениями p_{CO_2}, p_{CO}, p_{H_2O}, p_{H_2}, p_{CH_4} (углеводородами типа C_nH_m пренебрегаем), систему уравнений, определяющую состав, можно записать в виде:

1) уравнений баланса

$$\begin{aligned} \frac{C_т - \eta}{O_т} &= \frac{12}{16}\frac{p_{CO} + p_{CO_2} + p_{CH_4}}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O}}, \\ \frac{H_т}{O_т} &= \frac{1}{16}\frac{2p_{H_2} + p_{H_2O} + 4p_{CH_4}}{2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O}}; \end{aligned} \tag{7.101}$$

2) уравнений констант равновесия

$$\frac{p_{CH_4}}{p_{H_2}^2} = K^{\text{I}}, \quad \frac{p_{CO_2}}{p_{CO}^2} = K^{\text{IV}}, \quad \frac{p_{CO}p_{H_2O}}{p_{CO_2}p_{H_2}} = K^{\text{V}}; \tag{7.102}$$

3) уравнения, выражающего равенство суммы парциальных давлений давлению в ЖГГ согласно закону Дальтона:

$$p_{\text{ГГ}} = \sum p_i. \tag{7.103}$$

Решая совместно уравнения (7.101)–(7.103) при заданных температуре и давлении, определяем состав продуктов сгорания.

Температуру получаемых продуктов сгорания определяем, решая уравнение (7.97):

$$I_{\text{п.т}} = (I_{\text{п.п.с}})_{\text{т}},$$

где

$$I_{\text{п.п.с}} = \frac{1-\eta}{\sum \mu_i p_i} \sum I_{\text{п}\,i} p_i + \frac{\eta}{\mu_{\text{C}}} I_{\text{C}}, \tag{7.104}$$

μ_{C} и I_{C} — относительная молекулярная масса и энтальпия твердого углерода.

Для полученных продуктов сгорания энтропия определяется уравнением

$$S = \frac{1-\eta}{\sum \mu_i p_i} \sum \left(S_{0i} - R \ln p_i \right) p_i + \frac{\eta}{\mu_{\text{C}}} S_{\text{C}}, \tag{7.105}$$

где S_{C} — энтропия твердого углерода.

Расчет при впрыске воды. Задача расчета сводится к определению количества воды, необходимого для снижения температуры продуктов сгорания топлива, подаваемого в ЖГГ, до заданной. Температуру T^{I} и состав продуктов сгорания, полученных в первой зоне ЖГГ, определяем обычными методами расчета.

Считаем, что при впрыске воды в горячие продукты сгорания происходит их резкое охлаждение до заданной температуры $T_{\text{ГГ}}$ и состав продуктов сгорания измениться не успевает (т. е. происходит «замораживание» состава). При этом вода испаряется и пары воды нагреваются до $T_{\text{ГГ}}$.

Уменьшение полной энтальпии продуктов сгорания найдем по формуле

$$\Delta I_{\text{п.п.с}} = I^{T^{\text{I}}}_{\text{п.п.с}} - I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п.п.с}}, \tag{7.106}$$

где $I^{T^{\text{I}}}_{\text{п.п.с}}$ и $I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п.п.с}}$ — полная энтальпия продуктов сгорания топлива ЖГГ в первой зоне при одинаковом («замороженном») составе при температурах T^{I} и $T_{\text{ГГ}}$:

$$I^{T^{\text{I}}}_{\text{п.п.с}} = \frac{1}{\sum \mu_i p_i} \sum I^{T^{\text{I}}}_{\text{п}\,i} p_i = I_{\text{т}}, \quad I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п.п.с}} = \frac{1}{\sum \mu_i p_i} \sum I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п}\,i} p_i. \tag{7.107}$$

В соответствии с законом сохранения энергии уменьшение полной энтальпии продуктов сгорания $\Delta I_{\text{п.п.с}}$ обусловит увеличение энтальпии воды, превращенной в пар:

$$\Delta I_{\text{п.п.с}} = \Delta I_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}}. \tag{7.108}$$

Обозначив через σ количество воды, подаваемой для охлаждения 1 кг продуктов сгорания, определим

$$\Delta I_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}} = \sigma \left(I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}} - I_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}\,\text{ж}} \right), \tag{7.109}$$

где $I_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}\,\text{ж}}$ — полная энтальпия жидкой воды при температуре подачи.

Подставляя выражения (7.106) и (7.108) в равенство (7.109), найдем

$$\sigma = \frac{I^{T^{\text{I}}}_{\text{п.п.с}} - I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п.п.с}}}{I^{T_{\text{ГГ}}}_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}} - I_{\text{п}\,\text{H}_2\text{O}\,\text{ж}}}. \tag{7.110}$$

Газовая постоянная получившейся смеси паров воды и продуктов сгорания определяется выражением

$$R_{\text{ГГ}} = g_{\text{H}_2\text{O}} R_{\text{H}_2\text{O}} + g_{\text{п.с}} R_{\text{п.с}}, \tag{7.111}$$

где $g_{\text{H}_2\text{O}}$ и $g_{\text{п.с}}$ — массовые доли паров впрыснутой воды и продуктов сгорания в смеси:

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\sigma}{1+\sigma}, \quad g_{\text{п.с}} = \frac{1}{1+\sigma}. \tag{7.112}$$

Данную схему можно использовать и для расчета состава и температуры рабочего тела двухкомпонентного ЖГГ с двухступенчатым впрыском, если принять допущение о полном «замораживании» продуктов сгорания, образовавшихся до впрыска, и считать, что дополнительная порция компонента только испаряется, не участвуя в реакции. Очевидно, что в зависимости от применяемого топлива и типа ЖГГ ($\alpha << 1$ или $\alpha >> 1$) правомерность таких допущений будет различной. Допущения более приемлемы при дополнительном впрыске компонентов с простой молекулой.

Объем ЖГГ, если нет опытных данных, можно определять аналогично объему камеры сгорания ЖРД по условному времени пребывания (3.3). При этом, учитывая меньшие температуры и особенности организации процесса в ЖГГ, условное время пребывания в ЖГГ необходимо брать в 1,5–3 раза бóльшим, чем для камеры сгорания ЖРД, работающей на том же топливе.

В заключение отметим, что расчет продуктов сгорания в ЖГГ может быть выполнен по универсальным программам, например «АСТРА», «ТЕРРА» в предположении полного термодинамического равновесия или с учетом заданной степени неадиабатичности в камере сгорания ЖГГ.

Глава 8

Двигательные установки с дожиганием

Двигательной установкой *с дожиганием* (или *с замкнутой схемой*) называется установка, в которой отработавшее в турбине рабочее тело поступает в камеру сгорания, где происходит его догорание при оптимальном соотношении горючих и окислительных элементов. При этом характерные для двигательных установок *без дожигания* (*открытой схемы*) потери тяги за счет нерационального расхода компонентов для привода турбины отсутствуют и удельный импульс двигательной установки с дожиганием равен удельному импульсу камеры. Поэтому в двигательных установках с дожиганием для создания тяги более полно используется химическая энергия всего топлива, имеющегося на борту ракеты.

Ранее (см. § 6.3) было показано, что для двигательной установки без дожигания увеличение давления в камере более 10…15 МПа нерационально, так как для необходимого для этого увеличения давления подачи топлива требуется соответствующее увеличение мощности ТНА. При этом расход топлива $\dot{m}_т$ на привод ТНА возрастает настолько, что прироста удельного импульса двигательной установки за счет увеличения $p_к/p_а$ не будет (см. формулу (6.5) и рис. 6.8).

Таким образом, применение замкнутой схемы не только повышает удельный импульс двигательной установки по сравнению с $I_у$ установки открытой схемы, но и дает возможность дальнейшего увеличения $I_у$ за счет увеличения давления в камере.

В зависимости от состояния, в котором компоненты подаются в камеру сгорания, различают два типа двигательных установок с дожиганием: «газ + жидкость» и «газ + газ». При схеме «газ + жидкость» один из компонентов, окислитель или горючее, полностью поступает в ЖГГ, где и сгорает с частью второго компонента (соответственно при $\alpha >> 1$ или $\alpha << 1$). Образовавшиеся газообразные продукты сгорания с большим избытком окислительных или горючих элементов поступают на привод турбины ТНА и затем по газоводу — в камеру сгорания. Второй компонент поступает в камеру сгорания в жидком виде. Разновидностью замкнутой схемы типа «газ + жидкость» является показанная на вклейке (рис. 7, 8) схема четырехкамерного двигателя РД-170, работающего на кислороде и керосине, который выполняет функции маршевой двигательной установки, а также обеспечивает управление траекторией ракеты-носителя за счет отклонения камер на угол $\pm 8°$. Двигатель РД-170 спроектирован как многоразовый и сертифицирован на десятикратное использование.

При схеме «газ + газ» оба компонента поступают в два ЖГГ (один с $\alpha >> 1$, второй с $\alpha << 1$). Из ЖГГ продукты сгорания подаются на привод турбин ТНА и затем поступают в камеру сгорания, где происходит их догорание при заданном соотношении горючего и окислителя.

8.1. Замкнутая схема «газ + жидкость»

Упрощенные замкнутые схемы типа «газ + жидкость» показаны на рис. 8.1 и 8.3.

Для определенности рассмотрим схему ЖРД РД-0211 [4], работающую с окислительным газогенератором (схема, работающая с восстановительным ЖГГ, аналогична). При работе установки насос окислителя *4* подает окислитель из бака в ЖГГ *1*. Горючее из насоса *5* идет по двум направлениям: часть горючего, необходимая для образования рабочего тела привода турбины, поступает в ЖГГ, остальная, основная, часть горючего — сразу в камеру сгорания *11*. Образующееся в ЖГГ рабочее тело с избытком окислителя поступает на турбину *6* и дальше, по газоводу, в камеру сгорания. Запуск и управление ЖРД осуществляется с помощью блока запуска *7* и элементов автоматики *2*, *8*, *9*, *10*, *12*, *13*.

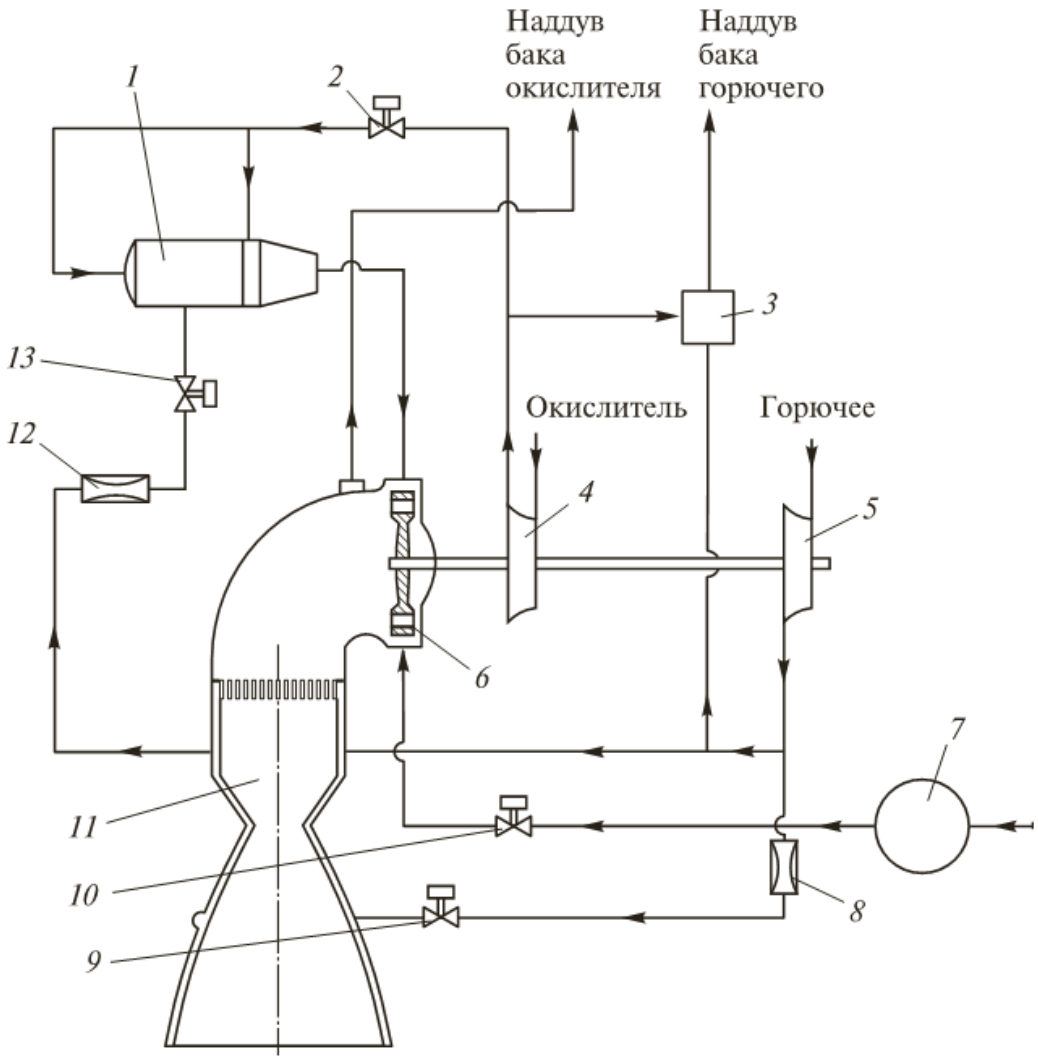


Рис. 8.1. Схема двигателя РД-0211 с дожиганием типа «газ + жидкость» [4]:
1 — газогенератор; *2* — клапан окислителя; *3* — газогенератор наддува бака горючего; *4* — насос окислителя; *5* — насос горючего; *6* — турбина; *7* — блок запуска; *8* — дроссель; *9* — клапан горючего; *10* — пусковой клапан; *11* — камера сгорания; *12* — регулятор расхода горючего в газогенератор; *13* — клапан

Таким образом, компоненты топлива поступают в камеру сгорания как в жидком виде, так и в виде газообразных продуктов сгорания при температуре 700…800 K с большим избытком окислителя (отсюда название схемы «газ + жидкость»). Проведем анализ работы установки, функционирующей по схеме, представленной на рис. 8.1.

Определение параметров работы основных агрегатов

Основным уравнением, позволяющим при заданном давлении в камере сгорания определить давление в ЖГГ, необходимое для привода ТНА, а следовательно, и давление, необходимое для подачи (иногда его называют давлением, при котором схема *замыкается*), является уравнение баланса мощности, потребляемой насосами и развиваемой турбиной:

$$N_{т} = \sum N_{н}. \tag{8.1}$$

Согласно уравнениям (7.10), (7.45) и (7.55) для рассматриваемой установки (см. рис. 8.1) имеем

$$N_{т} = \dot{m}_{т}\eta_{т}\frac{\gamma}{\gamma-1}RT^{*}_{вх}\left[1-\left(\frac{p_{вых}}{p^{*}_{вх}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right], \tag{8.2}$$

$$\sum N_{н} = \frac{\dot{m}_{о}(p_{под.о}-p_{вх.о})}{\rho_{о}\eta_{н.о}} + \frac{\dot{m}_{г}(p_{под.г}-p_{вх.г})}{\rho_{г}\eta_{н.г}}. \tag{8.3}$$

Подставив выражения (8.2) и (8.3) в уравнение (8.1), получим

$$\dot{m}_{т}\eta_{т}\frac{\gamma}{\gamma-1}RT^{*}_{вх}\left[1-\left(\frac{p_{вых}}{p^{*}_{вх}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] = \frac{\dot{m}_{о}(p_{под.о}-p_{вх.о})}{\rho_{о}\eta_{н.о}} + \frac{\dot{m}_{г}(p_{под.г}-p_{вх.г})}{\rho_{г}\eta_{н.г}}, \tag{8.4}$$

где $\dot{m}_{т}$ — расход рабочего тела через турбину, очевидно, равный расходу компонентов через ЖГГ; γ — показатель адиабаты продуктов сгорания ЖГГ (обычно $\gamma = 1{,}2\ldots1{,}3$); $\eta_{т}$, $\eta_{н.о}$, $\eta_{н.г}$ — эффективный КПД турбины и КПД насосов окислителя и горючего; $p_{под.о}$, $p_{под.г}$ — давления подачи компонентов насосами; $p_{вх.о}$, $p_{вх.г}$ — давления окислителя и горючего на входе в насос; R — газовая постоянная и $T^{*}_{вх}$ — температура торможения рабочего тела на входе в турбину, считаем их равными газовой постоянной и температуре на выходе из ЖГГ:

$$RT^{*}_{вх} = (RT)_{ГГ}. \tag{8.5}$$

При замкнутой схеме давление $p_{вых}$ определяется давлением в камере сгорания:

$$p_{вых} = p_{к} + \Delta p_{к}, \tag{8.6}$$

где $\Delta p_{к}$ — потери давления продуктов сгорания на пути от турбины до камеры сгорания.

Давление на входе в турбину можно считать равным давлению в ЖГГ:

$$p^{*}_{\text{вх}} \approx p_{\text{ГГ}}. \tag{8.7}$$

Перепад давления на турбине с учетом соотношений (8.6) и (8.7) определяется по формуле

$$\pi_{\text{т}} = \frac{p^{*}_{\text{вх}}}{p_{\text{вых}}} = \frac{p_{\text{ГГ}}}{p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}}. \tag{8.8}$$

Давления подачи насосов $p_{\text{под.о}}$ и $p_{\text{под.г}}$, очевидно, выше давления в ЖГГ на величину гидравлических потерь давления компонента на пути от насоса до камеры сгорания ЖГГ, т. е. в общем случае имеем

$$p_{\text{под}} = p_{\text{ГГ}} + \Delta p_{\text{ГГ}} = \pi_{\text{т}}(p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}) + \Delta p_{\text{ГГ}}, \tag{8.9}$$

где $\Delta p_{\text{ГГ}}$ — потери давления компонента в магистралях, клапанах, регулирующих устройствах, находящихся на пути от насоса до ЖГГ, а также в трактах и форсунках ЖГГ.

Подставив выражения (8.5)–(8.9) в формулу (8.4), получим развернутое выражение для определения величины $\pi_{\text{т}}$ или давления в ЖГГ при заданном давлении в камере сгорания:

$$\dot{m}_{\text{т}}\eta_{\text{т}}\frac{\gamma}{\gamma-1}(RT)_{\text{ГГ}}\left(1-\pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) =$$

$$= \frac{\dot{m}_{\text{о}}\pi_{\text{т}}(p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}) + \Delta p_{\text{ГГ.о}} - p_{\text{вх.о}}}{\rho_{\text{о}}\eta_{\text{н.о}}} + \frac{\dot{m}_{\text{г}}\pi_{\text{т}}(p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}}) + \Delta p_{\text{ГГ.г}} - p_{\text{вх.г}}}{\rho_{\text{г}}\eta_{\text{н.г}}}. \tag{8.10}$$

При решении этого уравнения заданы или известны из расчета камеры двигателя и ЖГГ расходы компонентов $\dot{m}_{\text{о}}$, $\dot{m}_{\text{г}}$, $\dot{m}_{\text{т}}$, а также значения величин γ

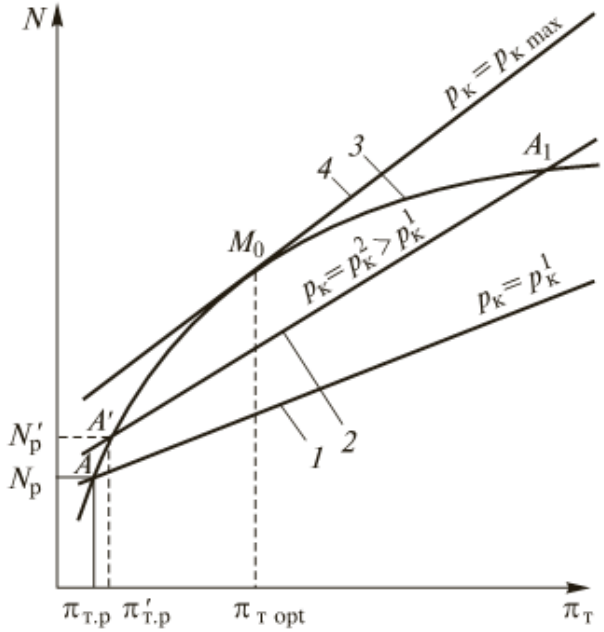


Рис. 8.2. Зависимости располагаемой мощности турбины $N_{\text{т}}$ и потребной мощности насосов $N_{\text{н}}$ от $\pi_{\text{т}}$ и давления в камере сгорания $p_{\text{к}}$:
1, *2*, *4* — потребные мощности $N_{\text{т}}$; *3* — располагаемая мощность $N_{\text{н}}$

и $(RT)_{ГГ}$ в зависимости от давления в ЖГГ. Зададим значения КПД $\eta_{н.о}$, $\eta_{н.г}$ и $\eta_т$. Оценив значения $\Delta p_к$, $p_{вх.о}$, $p_{вх.г}$, $\Delta p_{ГГ.о}$ и $\Delta p_{ГГ.г}$, решим уравнение (8.10) и определим перепад давлений на турбине $\pi_т$ и давление в ЖГГ $p_{ГГ}$ при выбранном давлении в камере сгорания $p_к$.

Уравнение (8.10) удобно решать, варьируя значения $\pi_т$. Определив для каждого $\pi_т$ величину $\pi_т(p_к + \Delta p_к) = p_{ГГ}$, строим кривые зависимостей правой и левой частей уравнения (8.10) от $\pi_т$, т. е. строим графики располагаемой мощности турбины $N_т = f(\pi_т)$ и потребной мощности насосов $N_н = f(\pi_т)$. Точка пересечения кривых и задаст нам расчетные значения $\pi_{т.р}$ и мощности ТНА $N_р$, при которых схема замыкается (рис. 8.2).

Влияние давления в камере сгорания на параметры работы установки

Рассмотрим, как будет влиять увеличение давления в камере сгорания $p_к$ на параметры работы системы подачи топлива. Для определенности здесь и далее анализ работы двигательных установок с замкнутой схемой будем проводить при постоянном суммарном расходе топлива через камеру сгорания. При этом изменение давления в камере сгорания достигается только за счет изменения величины $F_{кр}$. Очевидно, что характер взаимосвязи в работе агрегатов системы подачи не изменится и при других расходах топлива.

С увеличением $p_к$ возрастает необходимое давление подачи, т. е. возрастает мощность, потребляемая насосами. Соответственно, должна увеличиться и мощность турбины $N_т$, необходимая для привода насосов. Из уравнения (8.2) мы видим, что при заданном КПД $\eta_т$ увеличение мощности турбины может быть достигнуто путем увеличения расхода $\dot{m}_т$, величины $(RT)_{ГГ}$, перепада давления $\pi_т$ на турбине. Однако величина $(RT)_{ГГ}$ для данного топлива определяется наибольшей допускаемой материалом лопаток температурой рабочего тела и при заданных компонентах остается практически неизменной. Также можно считать неизменным и γ — показатель адиабаты продуктов сгорания ЖГГ. Расход рабочего тела $\dot{m}_т$ для принятой схемы — также величина неизменная, так как один из компонентов полностью поступает в ЖГГ, а величина соотношения компонентов $K_{m\ ГГ}$ определяется допускаемой температурой рабочего тела и при заданном типе ЖГГ (окислительном или восстановительном) остается неизменной.

Таким образом, при повышении давления $p_к$ для увеличения мощности турбины необходимо повышать перепад давления $\pi_т$ на турбине. При этом располагаемая мощность турбины $N_т$ изменяется по кривой *3* (см. рис. 8.2). Мощность, потребляемая насосами, в соответствии с равенством (8.3) и с учетом выражения (8.9) при увеличении $p_к$ будет изменяться по кривой *2*, соответствующей новому давлению в камере. Точка A' пересечения кривой *2* с кривой располагаемой мощности $N_т = f(\pi_т)$ дает значения перепада давлений $\pi'_{т.р}$ и мощности ТНА $N'_т$ при новом давлении в камере.

При дальнейшем увеличении давления в камере сгорания мощность ТНА и перепад давления на турбине $\pi_{т.р}$ будут соответственно повышаться. Однако,

как следует из рис. 8.2, увеличение $p_к$ возможно только до определенного значения $p_{к\,max}$, при котором кривая потребной мощности $N_н = f(\pi_т)$ касается кривой располагаемой мощности $N_т = f(\pi_т)$ (точка M_0).

При давлении в камере, большем, чем $p_{к\,max}$, необходимое давление подачи насосов возрастает настолько сильно, что потребная мощность насосов становится выше располагаемой мощности турбины при заданных компонентах, КПД турбины $\eta_т$ и давлении на выходе из турбины. Можно, продолжая увеличивать перепад на турбине, и на заданных компонентах получить еще более высокую мощность, но при этом необходимо уменьшать давление на выходе, а следовательно, и давление в камере $p_к$ (точка A_1). Очевидно, что такой режим работы установки нерационален, так как при нем вся дополнительная мощность турбины за счет увеличения $\pi_т$ расходуется только на увеличение давления подачи топлива. Давление в камере сгорания $p_к$, а следовательно, и тяга двигательной установки остаются такими же, как и при режиме, соответствующем точке A', т. е. меньшими, чем при режиме работы с давлением $p_{к\,max}$.

Таким образом, для двигательной установки с дожиганием существует *предельно возможное давление* в камере сгорания $p_{к\,max}$. Величина этого давления определяется свойствами рабочего тела: $(RT)_{ГГ}$, γ, КПД насосов и турбины, потерями в трактах и типом применяемого ЖГГ (окислительным или восстановительным).

Определение $p_{к\,max}$

Предельно возможное давление в камере сгорания $p_{к\,max}$, а также соответствующие ему значения перепада давления $\pi_{т\,opt}$ и мощности ТНА двигателей замкнутой схемы типа «газ + жидкость» можно определить аналитически, сделав ряд упрощающих допущений. Ранее отмечалось, что при заданных компонентах для принятой схемы расход на турбину $\dot{m}_т$, величина $(RT)_{ГГ}$ и показатель адиабаты продуктов сгорания ЖГГ практически остаются неизменными. Для простоты анализа предположим, кроме того, что КПД насосов горючего и окислителя, потери давления $\Delta p_{ГГ}$ в линиях горючего и окислителя и давление на входе в насосы равны и не зависят от параметров работы установки:

$$\begin{gathered}\eta_{н.о} = \eta_{н.г} = \eta_н = \text{const},\\ \Delta p_{ГГ.о} = \Delta p_{ГГ.г} = \Delta p_{ГГ} = \text{const},\\ p_{вх.о} = p_{вх.г} = p_{н.вх} = \text{const}.\end{gathered} \tag{8.11}$$

Считаем также, что потери $\Delta p_к$ не зависят от параметров работы. Тогда уравнение (8.10) можно записать следующим образом:

$$\dot{m}_т \eta_т \frac{\gamma}{\gamma - 1}(RT)_{ГГ}\left(1 - \pi_т^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) = \frac{\pi_т (p_к + \Delta p_к) + \Delta p_{ГГ} - p_{н.вх}}{\eta_н} Q_\Sigma, \tag{8.12}$$

где

$$Q_\Sigma = \frac{\dot{m}_о}{\rho_о} + \frac{\dot{m}_г}{\rho_г}. \tag{8.13}$$

Отсюда

$$p_{\text{к}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{\dot{m}_{\text{т}}}{Q_{\Sigma}}\eta_{\text{н}}\eta_{\text{т}}(RT)_{\text{ГГ}}\pi_{\text{т}}^{-1}\left(1 - \pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) - \frac{\Delta p_{\text{ГГ}} - \Delta p_{\text{н.вх}}}{\pi_{\text{т}}} - \Delta p_{\text{к}}. \qquad (8.14)$$

Отношение $\dot{m}_{\text{т}} / Q_{\Sigma}$ назовем *приведенной плотностью* и обозначим $\rho_{\text{пр}}$. Очевидно, для окислительного ЖГГ

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{K_m(K_{m\,\text{ГГ}} + 1)\rho_{\text{о}}\rho_{\text{г}}}{K_{m\,\text{ГГ}}(K_m\rho_{\text{г}} + \rho_{\text{о}})}. \qquad (8.15)$$

Для восстановительного ЖГГ имеем

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{(K_{m\,\text{ГГ}} + 1)\rho_{\text{о}}\rho_{\text{г}}}{K_m\rho_{\text{г}} + \rho_{\text{о}}}. \qquad (8.16)$$

Введем постоянный множитель в уравнении (8.14), обозначив

$$A = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{\dot{m}_{\text{т}}}{Q_{\Sigma}}\eta_{\text{н}}\eta_{\text{т}}(RT)_{\text{ГГ}} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\rho_{\text{пр}}\eta_{\text{н}}\eta_{\text{т}}(RT)_{\text{ГГ}}. \qquad (8.17)$$

После преобразований получим

$$p_{\text{к}} = (A - \Delta p_{\text{ГГ}} + p_{\text{н.вх}})\ \pi_{\text{т}}^{-1} - A\pi_{\text{т}}^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}} - \Delta p_{\text{к}}. \qquad (8.18)$$

Здесь $p_{\text{к}}$ зависит только от перепада давлений $\pi_{\text{т}}$. Для определения $p_{\text{к max}}$ производную $dp_{\text{к}} / d\pi_{\text{т}}$ приравниваем нулю:

$$\frac{dp_{\text{к}}}{d\pi_{\text{т}}} = -(A - \Delta p_{\text{ГГ}} + p_{\text{н.вх}})\pi_{\text{т}}^{-2} + A\frac{2\gamma - 1}{\gamma}\pi_{\text{т}}^{\frac{1-3\gamma}{\gamma}} = 0.$$

Отсюда находим перепад давлений, соответствующий наибольшему возможному давлению в камере:

$$\pi_{\text{т opt}} = \left(\frac{A}{A - \Delta p_{\text{ГГ}} + p_{\text{н.вх}}}\frac{2\gamma - 1}{\gamma}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}. \qquad (8.19)$$

Зная $\pi_{\text{т}}$, по уравнению (8.18) находим значение $p_{\text{к max}}$:

$$p_{\text{к max}} = (A - \Delta p_{\text{ГГ}} + p_{\text{н.вх}})\ \pi_{\text{т opt}}^{-1} - A\pi_{\text{т opt}}^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}} - \Delta p_{\text{к}}. \qquad (8.20)$$

Уравнения (8.19) и (8.20) позволяют при известных (или заданных) параметрах работы ТНА ($\eta_{\text{т}}$, $\eta_{\text{н}}$, $\dot{m}_{\text{т}}$, $(RT)_{\text{ГГ}}$, Q_{Σ}) сразу определить $p_{\text{к max}}$ и $\pi_{\text{т opt}}$ без построения графиков, представленных на рис. 8.2.

Из совместного рассмотрения уравнений (8.20) и (8.17) следует, что величина $p_{\text{к max}}$ значительно зависит от КПД насосов и турбины ($\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{т}}$), свойств рабочего тела (γ и $(RT)_{\text{ГГ}}$), а также от действительного значения $(RT)_{\text{ГГ}}$, т. е. от качества работы ЖГГ.

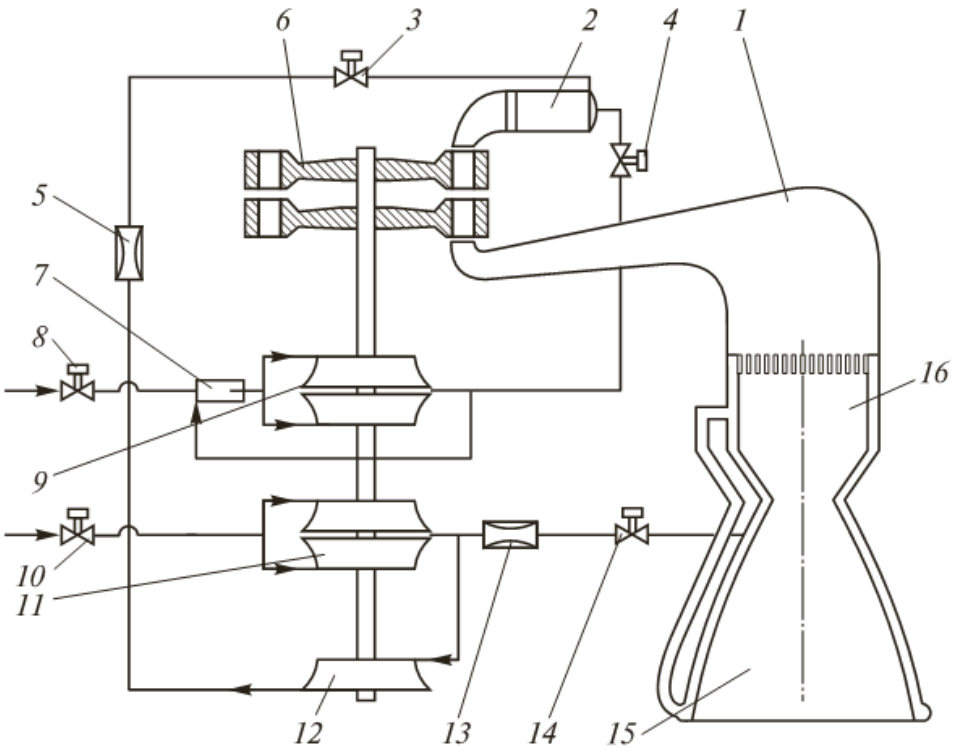


Рис. 8.3. Схема двигателя РД-253 с дожиганием типа «газ + жидкость» с дополнительным насосом для подачи топлива в ЖГГ:
1 — газовод; *2* — газогенератор; *3*, *4*, *5*, *8*, *10*, *14* — запорно-регулирующая арматура; *6* — турбина; *7* — струйный насос; *9* — насос окислителя; *11* — основной насос горючего; *12* — дополнительный насос горючего; *13* — дроссель; *15* — сопло; *16* — камера сгорания

Значение $p_{\text{к max}}$ можно также повысить, изменив схему двигательной установки. На рис. 8.3 приведен вариант замкнутой схемы установки типа «газ + жидкость», часто реализуемой на практике, например в двигательной установке РД-253. По этой схеме для подачи горючего в ЖГГ используется дополнительный насос *12*. При этом, очевидно, давление подачи основного насоса горючего *11* будет ниже, чем давление подачи насосов *12* и *9*. Это приводит к уменьшению мощности, потребляемой насосами, что, в свою очередь, позволяет уменьшить давление в ЖГГ при одновременном увеличении наибольшего возможного давления $p_{\text{к max}}$.

Схема, приведенная на рис. 8.3, более рациональна и в случае $p_{\text{к}} < p_{\text{к max}}$, так как при использовании дополнительного насоса схема замыкается при меньших давлениях подачи. Это, в свою очередь, приводит к улучшению весовых характеристик установки, в то же время введение дополнительного насоса может привести к усложнению конструкции и снижению надежности.

Возможности ЖРД с дожиганием типа «газ + жидкость», использующие окислительный или восстановительный ЖГГ

Рассмотренная на рис. 8.1 схема установки типа «газ + жидкость» для определенности была взята с окислительным ЖГГ (так как схема с восстановительным ЖГГ имеет аналогичный вид, очевидно, весь проведенный выше анализ остается справедливым и для случая восстановительного ЖГГ).

Однако при одинаковом давлении в камере сгорания основные параметры работы ЖГГ и ТНА при применении окислительного или восстановительного газогенераторов сильно различаются. Дело в том, что для топлив ЖРД соотношение компонентов K_m обычно больше единицы, в частности для топлив, состоящих из кислорода и керосина; азотного тетраоксида и НДМГ и др. Поэтому расход окислителя больше расхода горючего. Поскольку при замкнутой схеме «газ + жидкость» один из компонентов чаще всего полностью поступает в ЖГГ, расход рабочего тела на турбину при окислительном ЖГГ всегда выше, чем при восстановительном ЖГГ. При этом, поскольку для большинства топлив (кроме топлив, использующих водород в качестве горючего) увеличение $(RT)_{\text{ГГ}}$ в восстановительном ЖГГ за счет увеличения газовой постоянной продуктов сгорания сравнительно невелико, решающее влияние на располагаемую мощность турбины оказывает увеличение расхода $\dot{m}_{\text{т}}$.

На рис. 8.4 показаны типичные графики изменения располагаемой мощности турбины $N_{\text{т}} = f(\pi_{\text{т}})$ при применении окислительного и восстановительного ЖГГ, работающих на топливе, имеющем $K_m > 1$, откуда видно, что при равных давлениях в камерах величина $\pi_{\text{т}}$, а следовательно, давление в ЖГГ и давление подачи, при котором схема замыкается, при использовании окислительного ЖГГ ниже. Ориентировочные расчеты показывают, что схема двигательной установки, работающей на топливе, в котором азотный тетраоксид используется как окислитель, при давлении в камере сгорания 10 МПа и с окислительным ЖГГ замыкается при давлении в ЖГГ 14…18 МПа, в то время как при восстановительном ЖГГ — при давлении в ЖГГ 18…28 МПа.

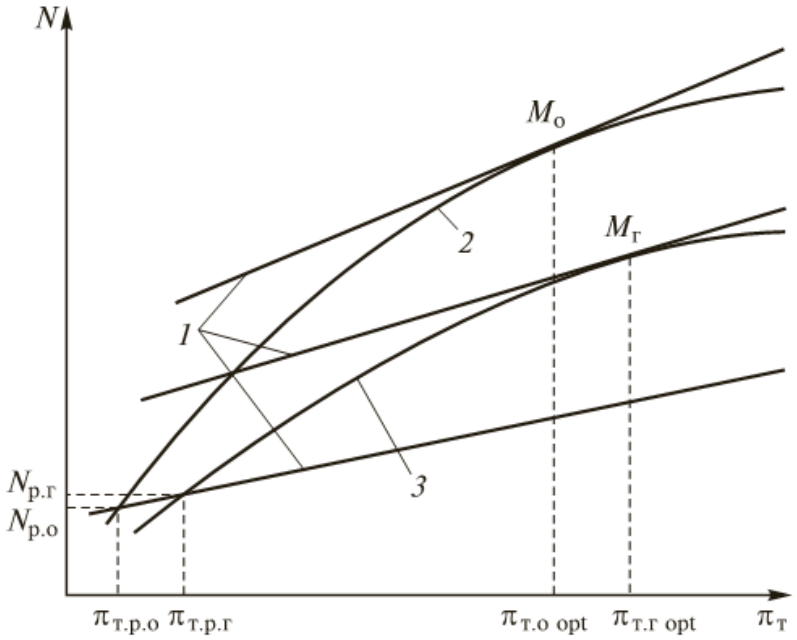


Рис. 8.4. Изменение располагаемой мощности турбины и потребной мощности насоса при окислительном и восстановительном ЖГГ, работающих на обычном (не водородном) топливе:

1 — потребная мощность $N_{\text{н}}$; *2* — $N_{\text{т}}$ при окислительном ЖГГ; *3* — $N_{\text{т}}$ при восстановительном ЖГГ

Применение окислительного или восстановительного ЖГГ влияет также и на величину $p_{к\,max}$. На рис. 8.4 точки $M_о$ и $M_г$, в которых кривые потребной мощности $N_н = f(\pi_т)$ касаются кривых располагаемой мощности турбины $N_т = f(\pi_т)$, определяют наибольшее достижимое давление в камере сгорания при окислительном или восстановительном ЖГГ в двигателе при $K_m > 1$. Однако в некоторых случаях может оказаться более рационально применение восстановительного ЖГГ и при $K_m > 1$. Дело в том, что материал лопаток турбины, работающей на восстановительном газе, допускает более высокую температуру рабочего тела, чем турбины, работающей на окислительном газе. Вследствие этого разница в давлениях, приводящих к замыканию схемы при окислительном или восстановительном ЖГГ, уменьшается и решающими при выборе типа ЖГГ (окислительного или восстановительного) могут оказаться вопросы охлаждения камеры, удобства регулирования, компоновки, надежности и т. д.

В двигателях, использующих в качестве горючего водород, в связи с весьма значительным увеличением газовой постоянной продуктов сгорания при $\alpha << 1$ решающее влияние на располагаемую мощность турбины оказывает увеличение $(RT)_{ГГ}$. Поэтому для водородных ЖРД с замкнутой схемой более рационально применение восстановительного ЖГГ.

В современных ЖРД давление в камере сгорания существенно ниже предельно возможных значений. Основная причина этого в том, что с повышением $p_к$ давление подачи, при котором схема замыкается, возрастает пропорционально произведению $\pi_т p_к$. Вследствие этого трубопроводы и агрегаты системы подачи должны работать при очень высоких давлениях, что приводит к значительному увеличению массы двигательной установки и снижению надежности ее работы.

Рассмотрим в качестве примера ЖРД РД-0120 (вклейка, рис. 4), созданный в КБХА им. С.А. Косберга для ракетно-космического комплекса «Энергия — Буран» и штатно отработавший программу полета 15 мая 1987 г. и 15 ноября 1988 г. Четыре таких двигателя были установлены на центральном блоке ракеты-носителя «Энергия» и являлись двигателями многократного запуска и одноразового использования. В качестве основных компонентов топлива применялись жидкий кислород (окислитель) и жидкий водород (горючее).

Двигатель РД-0120 выполняет маршево-рулевые функции: осуществляет разгон и управление полетом РН за счет отклонения двигателя в двух взаимно перпендикулярных плоскостях на угол ± 11°. Он также обеспечивает выработку газов наддува обоих баков: по окислителю — подогретым гелием, по горючему — нагретым водородом, прошедшим тракт охлаждения камеры. Двигатель выполнен по схеме дожигания в камере восстановительного газа, является однокамерным с насосной подачей компонентов топлива в камеру и газогенератор от одного турбонасосного агрегата. Схема с одновальным ТНА позволяет существенно облегчить решение проблемы запуска двигателя, поскольку отсутствует необходимость синхронизации оборотов роторов ТНА окислителя и горючего.

В состав ЖРД РД-0120 входят следующие основные агрегаты и системы, объединенные с помощью трубопроводов в единую *пневмогидравлическую*

систему (рис. 8.5) и функционирующие в соответствии с определенной циклограммой по командам от системы управления ракеты-носителя: камера *14*; система подачи компонентов топлива, состоящая из турбонасосного агрегата *3* и бустерных насосов окислителя (БНАО) *1* и горючего (БНАГ) *2*; газогенератор *4*; система и агрегаты управления, включая элементы пневмоавтоматики, баллоны со сжатым газом, датчики системы аварийной защиты и диагностики, а также регуляторы тяги и расхода; система зажигания, состоящая из агрегата зажигания и запальных устройств камеры и газогенератора.

Отличительной особенностью конструкции магистралей ПГС являются сильфонные узлы на подводящих трубопроводах кислорода и водорода, которые обеспечивают качание ЖРД в двух плоскостях.

Работа пневмогидравлической системы состоит в следующем. Топливо в камеру *14* (см. рис. 8.5) поступает с помощью системы подачи. Турбонасосный агрегат *3* обеспечивает поступление компонентов топлива в газогенератор *4*, камеру сгорания и на гидротурбину БНАО. Газовая турбина ТНА вращается газом, вырабатываемым в газогенераторе. Бóльшая часть жидкого кислорода после первой ступени окислителя направляется в камеру. Оставшаяся часть кислорода через вторую ступень ТНА подается на привод БНАО и в газогенератор.

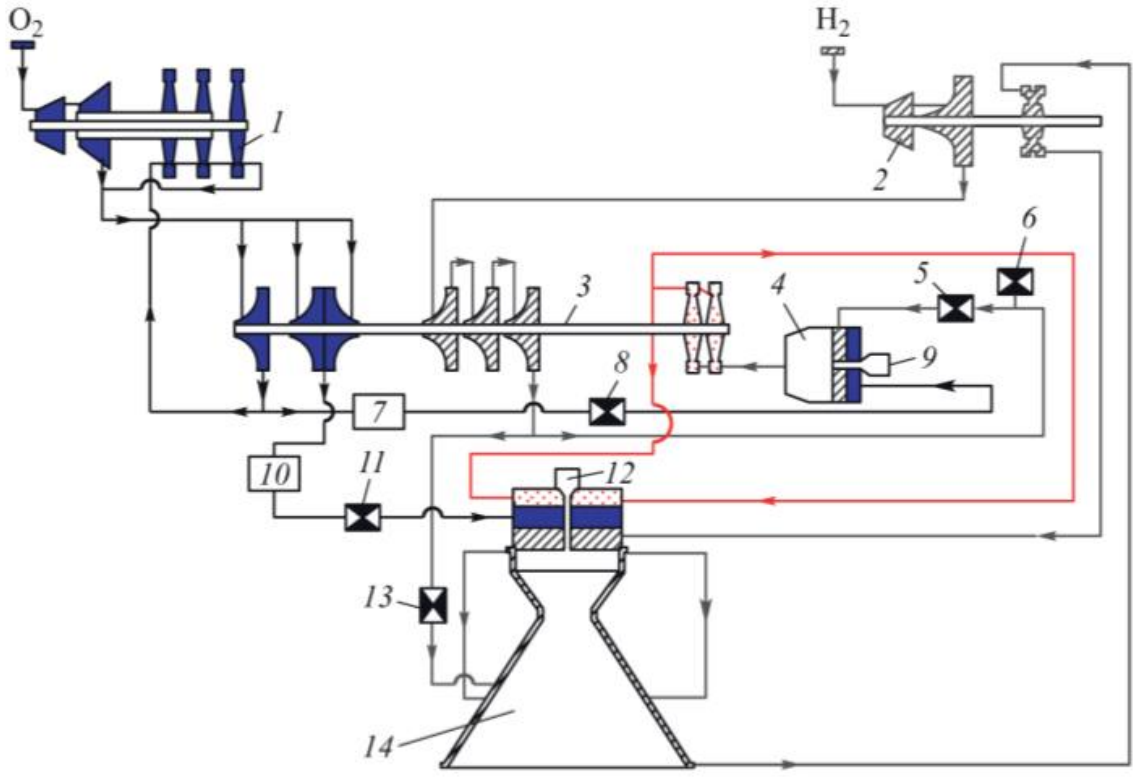


Рис. 8.5. Пневмогидравлическая схема ЖРД РД-0120:
1 — бустерный насосный агрегат окислителя; *2* — бустерный насосный агрегат горючего; *3* — ТНА; *4* — газогенератор; *5* — пневмоклапан горючего газогенератора; *6* — пневмоклапан отсечки линии циркуляции горючего; *7* — регулятор (регулятор тяги) с приводом; *8* — пневмоклапан окислителя газогенератора; *9* —запальное устройство газогенератора; *10* — дроссель комбинированный с приводом; *11* — пневмоклапан окислителя камеры; *12* — запальное устройство камеры; *13* — пневмоклапан горючего камеры; *14* — камера

Газогенератор вырабатывает восстановительный газ, который используется для привода турбины ТНА и затем в качестве горючего дожигается в камере сгорания двигателя. В газогенератор поступает и газифицируется ~78 % используемого в двигателе горючего. Оставшаяся часть водорода в жидком виде обеспечивает охлаждение камеры. После нагрева в рубашке охлаждения водород направляется на привод БНАГ и подмешивается к восстановительному газу за турбиной ТНА.

Гелий для наддува бака окислителя подогревается в теплообменниках. Газообразный водород для наддува бака горючего, питания рулевых машин и турбогенераторной системы электроснабжения отбирается после тракта охлаждения камеры сгорания.

Пневмогидравлическая система с помощью гелия от наземных источников и из бортового запаса обеспечивает продувку магистралей окислителя запальных устройств, разделительной полости между блоками ТНА и тракта охлаждения камеры при захолаживании магистралей, а также интенсивную продувку полостей окислителя запальных устройств, газогенератора и камеры при запуске и останове двигателя.

Система управления служит для обеспечения подачи компонентов в магистрали двигателя при захолаживании, запуске и работе на режиме, а также для отсечки магистралей при останове. Система управления состоит из пневмоклапанов, баллонов со сжатым гелием и электропневмоклапанов, обратных клапанов и пироклапана аварийного выключения двигателя. Открытие электропневмоклапанов обеспечивается подачей напряжения на их обмотки. Гелий из баллонов через электропневмоклапаны подается в управляющие полости пневмоклапанов для их открытия.

По командам *системы регулирования* ЖРД агрегаты регулирования двигателя изменяют тягу и соотношение компонентов в камере сгорания. Система регулирования состоит из регулятора тяги и дросселя системы одновременного опорожнения баков (СООБ). Регулятор тяги служит для обеспечения управляемого запуска, поддержания режима работы двигателя, его изменения по команде от системы управления. Он изменяет массовый расход кислорода в газогенератор и, следовательно, соотношение компонентов топлива в нем и температуру генераторного газа. Это приводит к соответствующим изменениям мощности турбины и числа оборотов ТНА, давлений за насосами, расходов в камеру, давления в ней и тяги. Дроссель СООБ обеспечивает управление расходом топлива в двигателе для синхронизации опорожнения баков ракеты-носителя. По командам он изменяет подачу кислорода и, соответственно, соотношение компонентов топлива в камере сгорания.

В двигателе реализовано электроплазменное воспламенение кислород-водородного топлива. Для этого на камере сгорания и газогенераторе установлены форкамерные электроплазменные запальные устройства и пневмоклапаны по каждому из компонентов.

Двигатель РД-0120 оснащен датчиками системы аварийной защиты (САЗ) и диагностики. Для контроля состояния двигателя этой системой предусмотрены специальные первичные измерительные преобразователи следующих величин: температуры газа перед основной турбиной; частоты вращения ротора

основного турбонасосного агрегата и бустерных насосных агрегатов горючего и окислителя; температуры газа в запальном устройстве камеры сгорания; осевого перемещения ротора насоса окислителя; перепада давлений в дренажных полостях узла уплотнений между насосами водорода и кислорода, а также давления управляющего газа в пневмоклапане горючего газогенератора.

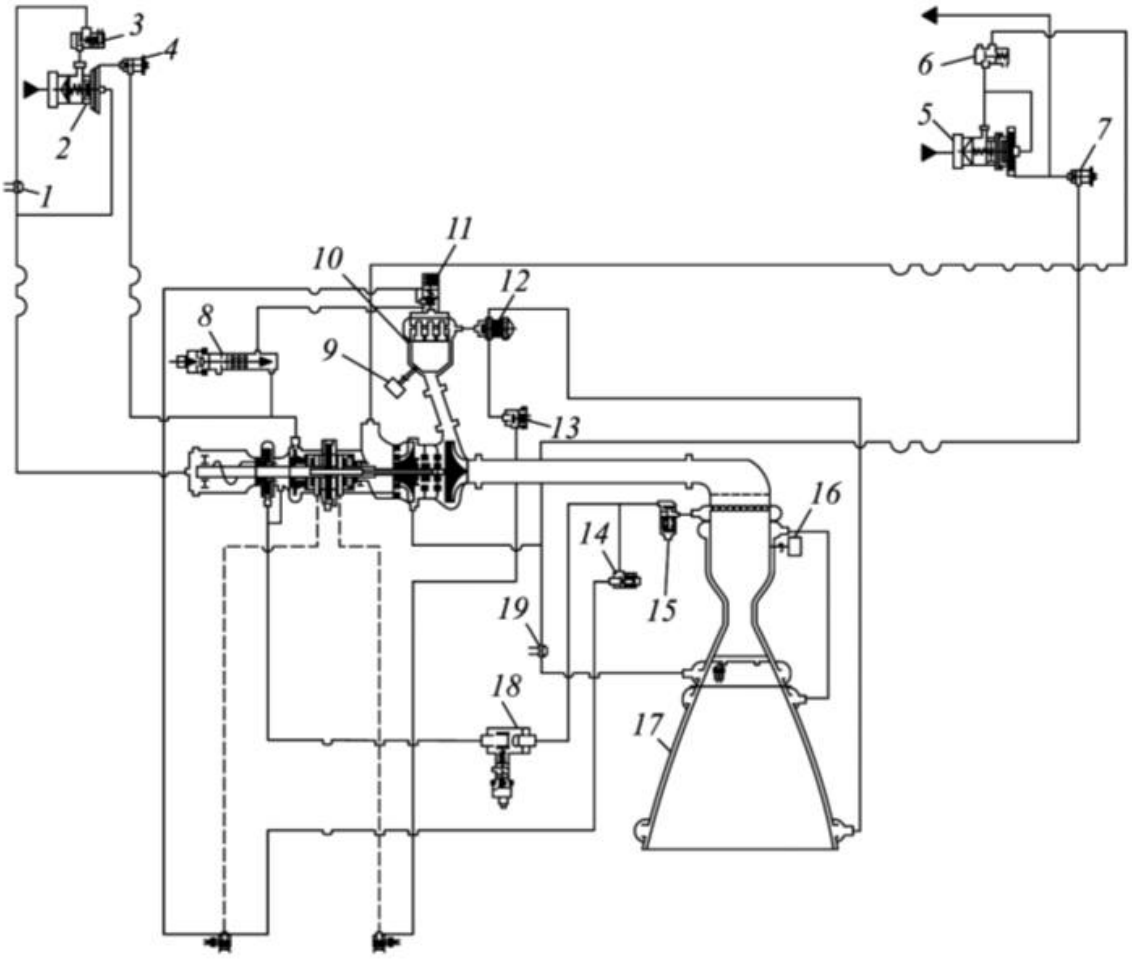


Рис. 8.6. Схема ЖРД с дожиганием генераторного газа:
1, *19* — датчики расхода горючего и окислителя; *2* — бустер горючего; *3*, *6* — клапаны входа горючего и окислителя; *4*, *7* — клапаны пуска горючего и окислителя; *5* — бустер окислителя; *8* — дроссель РКС; *9*, *16* — зажигательные устройства газогенератора и камеры; *10* — газогенератор; *11*, *12* — клапаны горючего и окислителя газогенератора; *13*, *14* — клапаны слива окислителя и горючего; *15* —клапан горючего камеры; *17* — камера сгорания; *18* — дроссель РСК; *20* — ТНА

На рис. 8.6 приведена упрощенная принципиальная схема экспериментального двигателя-демонстратора С5.86 тягой 75 МН, спроектированного в КБХМ им. А.М. Исаева и работающего на паре криогенных компонентов топлива жидкий кислород — сжиженный природный газ (O_2 — СПГ)*. Двигатель также выполнен по схеме дожигания восстановительного генераторного газа. Это первый ЖРД в практике мирового двигателестроения, обеспечивающий устойчивую длительную работу (более 1000 с) на новой паре компонентов топлива O_2 — СПГ. Общий вид этого двигателя представлен на рис. 8.7.

** Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок.* Под ред. Д.А. Ягодникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.



Рис. 8.7. Двигатель С5.86

Двигатель С5.86 включает в себя камеру сгорания, газогенератор, турбонасосный агрегат, бустеры окислителя и горючего, зажигательные пиротехнические устройства камеры и газогенератора, органы регулирования и пускоотсечную арматуру.

Камера сгорания *17* (см. рис. 8.6) выполнена с трактом регенеративного охлаждения горючим.

Газогенератор *10* обеспечивает получение восстановительного газа для привода турбины ТНА.

Турбонасосный агрегат *20* предназначен для подачи в системы и агрегаты двигателя окислителя и горючего с приводом насосов через одноступенчатую турбину.

Бустеры *2*, *5* обеспечивают повышение давлений компонентов топлива на входе в насосы. Привод насосов бустеров осуществляют гидротурбины, в качестве рабочих тел которых используются компоненты топлива, отбираемые за насосами ТНА *20* и сливаемые на входы в насосы.

Дроссель РКС *8* входит в состав системы регулирования кажущейся скорости (РКС) ступени РН или РБ. По команде системы управления он может изменить расход окислителя в газогенератор и при изменении соотношения расходов компонентов топлива в газогенераторе и температуры генераторного газа с соответствующим изменением работоспособности *RT* газа регулировать тягу двигателя.

Дроссель РСК *18* входит в состав системы регулирования соотношения расходов компонентов топлива через двигатель (РСК) и может по команде системы управления изменять расход окислителя в камеру, поддерживая на требуемом уровне заданное значение соотношения расходов компонентов топлива. Система управления ступени РН или РБ для выработки сигнала на изменение

угла поворота вала привода дросселя РСК *18* использует информацию о значениях расходов компонентов топлива через двигатель, поступающую с датчиков расхода окислителя *19* и горючего *1*, установленных в магистралях двигателя.

В качестве зажигательных устройств *9*, *16* для воспламенения компонентов топлива в газогенераторе и камере применяют пиротехнические воспламенители, которые обеспечивают до шести запусков двигателя в процессе одного полета ступени РН или РБ.

Для раскрутки ротора ТНА при запуске двигателя используют газ (гелий, СПГ), запасенный в аккумуляторе давления (шаре-баллоне) (на схеме не показан).

Пускоотсечная арматура *3*, *4*, *6*, *7*, *11–15* двигателя обеспечивает:

- предварительное захолаживание и заливку полостей двигателя криогенными компонентами топлива;
- подачу (прекращение подачи) компонентов топлива в камеру *17* и газогенератор *10* и на привод гидротурбин бустеров *2* и *5*;
- продувку полостей двигателя в процессе запуска и останова.

Перед запуском двигателя необходимо снизить температуру элементов его конструкции до температуры, исключающей вскипание сжиженных криогенных компонентов топлива при заполнении полостей двигателя. С этой целью через магистрали двигателя проливаются жидкие компоненты топлива с выбросом их в окружающее пространство.

По результатам огневых испытаний подтверждена правильность принятых при создании двигателя технических решений, обеспечивающих надежность его работы на новой паре криогенных компонентов топлива: жидкий кислород — сжиженный природный газ. Подтверждено также отсутствие сажи в газовых трактах двигателя при его работе на указанной паре топлива.

Пример расчета основных параметров двигателя с дожиганием

Двигательная установка ЖРД работает на топливе, состоящем из окислителя (80 % HNO_3 и 20 % N_2O_4) и горючего (тонка-250), по схеме «газ + жидкость» типа представленной на рис. 8.1, с окислительным или восстановительным ЖГГ.

З а д а н ы:

— параметры ТНА и ЖГГ $\eta_т = 0{,}4$, $\eta_{н.о} = \eta_{н.г} = 0{,}65$, $\gamma = 1{,}2$;

— плотность компонентов $\rho_о = 1590$ кг/м^3, $\rho_г = 845$ кг/м^3;

— расход компонентов $\dot{m}_о = 160$ кг/с, $\dot{m}_г = 40$ кг/с.

В силу условий наибольшей допустимой температуры рабочего тела ЖГГ работают при следующих соотношениях: $K_{m\,ГГ} = 20$ с окислительным ЖГГ; $K_{m\,ГГ} = 0{,}6$ с восстановительным ЖГГ. С учетом потерь действительные значения $(RT)_{ГГ}$ примем равными для обоих ЖГГ (на самом деле RT для окислительного ЖГГ меньше, чем для восстановительного):

$$(RT)_{ГГ} = 4{,}9 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}.$$

Предположим, что все указанные величины при изменении режима работы ЖГГ и ТНА остаются неизменными.

Т р е б у е т с я о п р е д е л и т ь при работе установки с окислительным или восстановительным ЖГГ:

— перепад давлений на турбине $\pi_т$, мощность ТНА $N_т$, давление в ЖГГ и давление подачи при $p_к = 8{,}83$ МПа;

— наибольшее возможное давление в камере сгорания $p_{к\,max}$.

Р е ш е н и е. 1. Определим или оценим необходимые для расчета величины. Расходы топлива через турбину следующие:

— при окислительном ЖГГ

$$\dot m_т = \dot m_о + \dot m_{ГГ.г} = \dot m_о + \frac{\dot m_о}{K_{m\,ГГ}} = 160 + \frac{160}{20} = 168 \text{ кг/с};$$

— при восстановительном ЖГГ

$$\dot m_т = \dot m_г + \dot m_{ГГ.о} = \dot m_г + K_{m\,ГГ}\dot m_г = 40 + 0{,}6 \cdot 40 = 64 \text{ кг/с}.$$

Потери давления на пути от насосов до камеры ЖГГ и от турбины до камеры сгорания считаем постоянными при всех режимах работы установки и оцениваем следующим образом:

$$\Delta p_{ГГ.о} = \Delta p_{ГГ.г} = \Delta p_{ГГ} = 2{,}94 \text{ МПа}, \quad \Delta p_к = 1{,}47 \text{ МПа}.$$

Определим давление подачи на входе в насосы:

$$p_{вх.о} = p_{вх.г} = p_{н.вх} = 0{,}49 \text{ МПа}.$$

Объемный расход компонентов через камеру сгорания определим по формуле

$$Q_\Sigma = \frac{\dot m_о}{\rho_о} + \frac{\dot m_г}{\rho_г} = \frac{160}{1590} + \frac{40}{845} = 0{,}148 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Определим $\pi_т$, $N_т$, $p_{ГГ}$, $p_{под}$ при давлении в камере $p_к = 8{,}83$ МПа. Найдем уравнение зависимости мощности турбины от перепада давления на турбине $\pi_т$:

— при окислительном ЖГГ

$$N_{т.о} = \dot m_т \eta_т \frac{\gamma}{\gamma - 1}(RT)_{ГГ}\left(1 - \pi_т^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) = 168 \cdot 0{,}4 \cdot 490000\, f(\pi_т) = 32{,}93 \cdot 10^6 f(\pi_т) \text{ Вт},$$

где функция

$$f(\pi_т) = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\left(1 - \pi_т^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)$$

вычисляется или находится по таблицам газодинамических функций;

— при восстановительном ЖГГ

$$N_{т.г} = \dot m_т \eta_т \frac{\gamma}{\gamma - 1}(RT)_{ГГ}\left(1 - \pi_т^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) = 64 \cdot 0{,}4 \cdot 490000\, f(\pi_т) = 12{,}54 \cdot 10^6 f(\pi_т) \text{ Вт}.$$

Получим уравнение зависимости мощности насосов от $\pi_т$ или от давления в ЖГГ. Согласно уравнению (8.12) имеем

$$N_н = \frac{\pi_т(p_к + \Delta p_к) + \Delta p_{ГГ.о} - p_{н.вх}}{\eta_н} Q_\Sigma =$$

$$= \frac{\pi_т(8{,}83 + 1{,}47) \cdot 10^6 + (2{,}94 - 0{,}49) \cdot 10^6}{0{,}65} \cdot 0{,}148 = (0{,}56 + 2{,}35\pi_т) \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

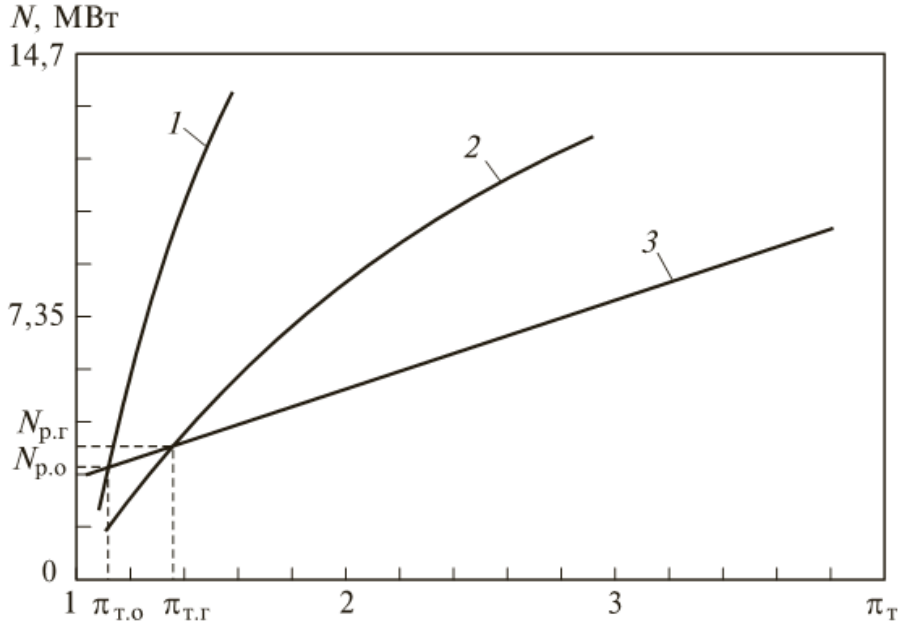


Рис. 8.8. К решению примера:
1 — $N_{т.о}$ при окислительном ЖГГ; *2* — $N_{т.г}$ при восстановительном ЖГГ; *3* — $N_н$ при $p_к = 9$ МПа

Построим графики зависимостей потребной мощности ($N_{т.о}$, $N_{т.г}$) и располагаемой мощности $N_н$ от перепада давлений на турбине $\pi_т$ (рис. 8.8). Точки пересечения кривой потребной мощности насосов с кривыми располагаемой мощности дают расчетные значения $\pi_т$ и $N_р$:

— при окислительном ЖГГ $\pi_{т.о} = 1{,}11$, $N_{р.о} = 3160$ кВт;

— при восстановительном ЖГГ $\pi_{т.г} = 1{,}37$, $N_{р.г} = 3770$ кВт.

Согласно уравнениям (8.8) и (8.9) определим давление в ЖГГ и давление подачи:

— при окислительном ЖГГ

$$p_{ГГ} = \pi_т(p_к + \Delta p_к) = 1{,}11(8{,}83 + 1{,}47) = 11{,}43 \text{ МПа},$$

$$p_{под} = p_{ГГ} + \Delta p_{ГГ} = 11{,}43 + 2{,}94 = 14{,}37 \text{ МПа};$$

— при восстановительном ЖГГ

$$p_{ГГ} = 1{,}37(8{,}83 + 1{,}47) = 14{,}11 \text{ МПа},$$

$$p_{под} = 14{,}11 + 2{,}94 = 17{,}05 \text{ МПа}.$$

3. Определим по уравнениям (8.17), (8.19) и (8.20) наибольшее возможное давление в камере сгорания $p_{к\,max}$:

— при окислительном ЖГГ

$$A = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{\dot{m}_т}{Q_\Sigma}\eta_н\eta_т(RT)_{ГГ} = \frac{1{,}2}{1{,}2 - 1}\cdot\frac{168}{0{,}148}\cdot 0{,}4\cdot 0{,}65\cdot 490000 = 867 \text{ МПа},$$

$$\pi_{т\,opt} = \left(\frac{A}{A - \Delta p_{ГГ} + p_{н.вх}}\frac{2\gamma - 1}{\gamma}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{867}{867 - 2{,}94 + 0{,}49}\frac{2\cdot 1{,}2 - 1}{1{,}2}\right)^{\frac{1{,}2}{1{,}2-1}} = 2{,}56,$$

$$p_{\text{к max}} = (A - \Delta p_{\text{ГГ}} + p_{\text{н.вх}})\pi_{\text{т opt}}^{-1} - A\pi_{\text{т opt}}^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}} - \Delta p_{\text{к}} =$$

$$= (867 - 2{,}49 + 0{,}49)2{,}56^{-1} - 864 \cdot 2{,}56^{\frac{1-2\cdot 1{,}2}{1{,}2}} - 0{,}49 = 47{,}7 \text{ МПа};$$

— при восстановительном ЖГГ

$$A = 330 \text{ МПа}, \quad \pi_{\text{т opt}} = 2{,}64, \quad p_{\text{к max}} = 18{,}68 \text{ МПа}.$$

8.2. Двигатель с дожиганием без ЖГГ

На рис. 8.9 и 8.10 приведены схема типа «газ + жидкость» и внешний вид двигателя RL10A-3-3, работающего на кислороде и водороде [10]. Жидкий водород поступает в двухступенчатый насос *5*, затем в тракт регенеративного охлаждения камеры *18*. Охлаждая камеру, жидкий водород нагревается и преобразуется в газообразный (температура ~200 K) и далее через мерное сопло Вентури *2* поступает на осевую двухступенчатую турбину *11* привода ТНА. После турбины водород подается через форсуночную головку в камеру

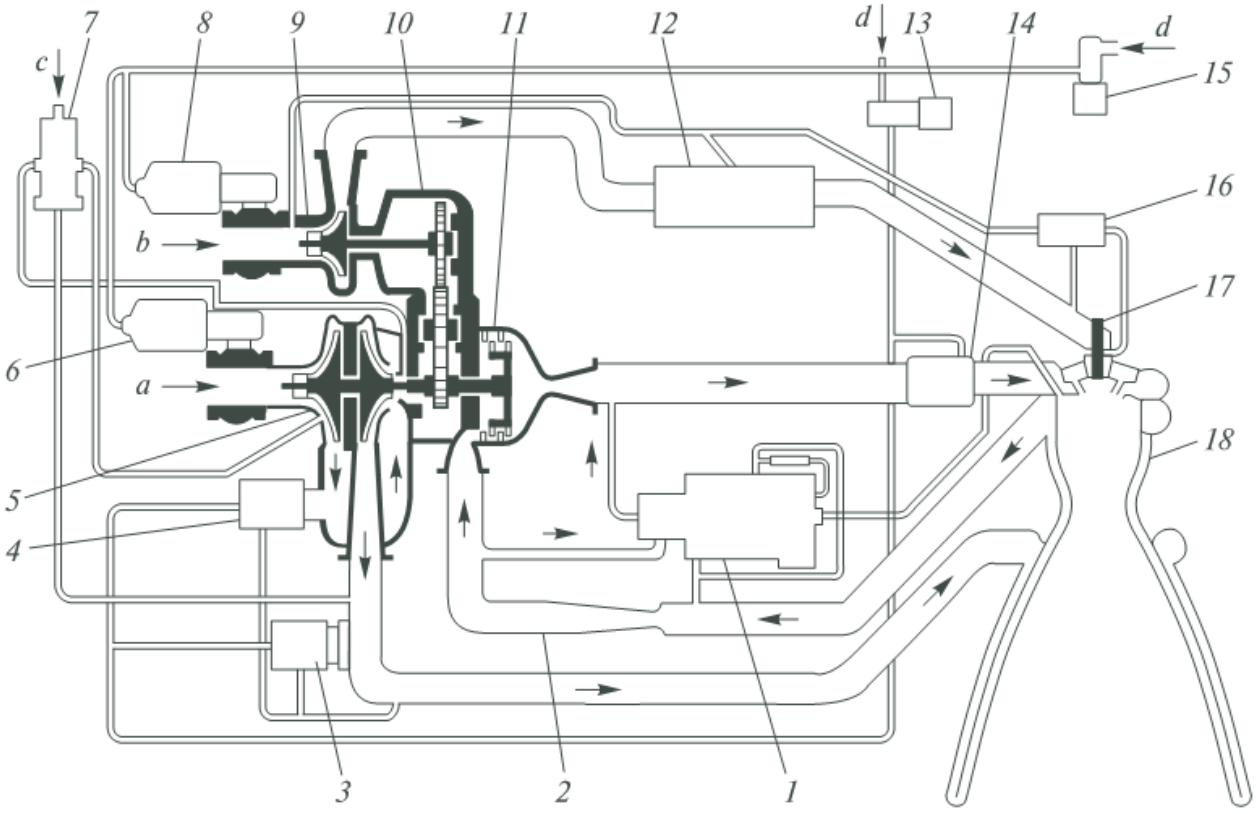


Рис. 8.9. Схема безгазогенераторного двигателя RL10A-3-3:
1 — регулятор тяги; *2* — сопло Вентури; *3*, *4*, *7* — клапаны системы захолаживания; *5*, *9* — насосы; *6*, *8*, *14* — пуско-отсечные клапаны; *10* — механический редуктор; *11* — турбина; *12* — регулятор соотношения компонентов; *13*, *15* — управляющие клапаны; *16* — клапан системы воспламенения; *17* — система электроискрового воспламенения; *18* — камера;
a — жидкий водород; *b* — жидкий кислород; *c* — жидкий гелий в магистрали захолаживания; *d* — газообразный гелий



Рис. 8.10. Двигатель RL10A-3-3

сгорания. При такой схеме двигательной установки отпадает необходимость в специальном ЖГГ, что существенно упрощает всю установку. Недостатком ее является довольно ограниченный предел возможного давления в камере сгорания $p_{к\,max}$.

Турбонасосный агрегат выполнен двухвальным, причем передача крутящего момента с вала насоса горючего на вал насоса окислителя *9* осуществляется с помощью шестеренчатого редуктора *10*. Корпус ТНА, крыльчатки насоса горючего и ротор турбины изготовлены из алюминиевого сплава, крыльчатка насоса окислителя и шестерни редуктора выполнены из нержавеющей стали.

Особенностями конструкции камеры сгорания являются шатровая форсуночная головка с внутренним днищем из пористого материала и трубчатая конструкция стенок КС, состоящая из стянутых бандажами 360 трубок (они видны на рис. 8.10).

В полете предусмотрены регулирование тяги за счет перепуска части расхода водорода, регулирование соотношения компонентов (до 10%) с целью одновременного опорожнения баков и управление полетом ступени по каналам тангажа и рыскания путем отклонения ЖРД, закрепленного в карданном подвесе, на угол ± 4°.

Следует отметить, что ЖРД RL10A разных модификаций успешно применялись и применяются как маршевые двигатели вторых ступеней ракет-носителей Atlas-Centaurs, Saturn-1, Atlas-V, Delta-IV, а также разгонных блоков Centaurs для ракет-носителей Atlas, Titan, постоянно подтверждая высокие энергетические характеристики и надежность.

Определение основных параметров безгазогенераторной схемы

Уравнением, связывающим основные параметры камеры сгорания и ТНА, является уравнение баланса мощностей турбины и насоса $N_т = N_н$, которое в развернутом виде запишется следующим образом:

$$\dot{m}_г \eta_т \frac{\gamma}{\gamma-1}(RT)_г \left[1-\left(\frac{p_{вых}}{p^*_{вх}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] = \frac{\dot{m}_о (p_{под.о} - p_{вх.о})}{\rho_о \eta_{н.о}} + \frac{\dot{m}_г (p_{под.г} - p_{вх.г})}{\rho_г \eta_{н.г}}, \quad (8.21)$$

где $\dot{m}_г$ — расход водорода через камеру сгорания, равный расходу H_2 через турбину; $\gamma = 1{,}4$ — показатель адиабаты для водорода; $\dot{m}_о$ — расход кислорода; $\rho_г$ и $\rho_о$ — плотности жидких водорода и кислорода.

Очевидно, что

$$p_{\text{под.о}} = p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{под.о}}, \tag{8.22}$$
$$p_{\text{под.г}} = p^*_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{под.г}} = \pi_{\text{т}}(p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{г}}) + \Delta p_{\text{под.г}},$$

где $\Delta p_{\text{под.о}}$ — потери давления на участке от насоса окислителя до входа в камеру двигателя; $\Delta p_{\text{под.г}}$ — потери давления на участке от насоса горючего до турбины; $\Delta p_{\text{к}}$ — потери давления на участке от входа в камеру двигателя до камеры сгорания (в головке камеры двигателя); $\Delta p_{\text{г}}$ — потери давления на участке от турбины до камеры сгорания; $p^*_{\text{вх}}$ — давление на входе в турбину.

Определим наибольшее возможное давление в камере $p_{\text{к max}}$. Для упрощения вычислений будем считать постоянными и одинаковыми КПД насосов и потери давления, а также давление на входе в насосы:

$$\eta_{\text{н.о}} = \eta_{\text{н.г}} = \eta_{\text{н}},$$
$$\Delta p_{\text{под.о}} = \Delta p_{\text{под.г}} = \Delta p_{\text{под}}, \tag{8.23}$$
$$p_{\text{вх.о}} = p_{\text{вх.г}} = p_{\text{н.вх}}.$$

Тогда, подставив выражения (8.22) в уравнение (8.21), после несложных преобразований получим

$$p_{\text{к}} = \frac{\dfrac{\gamma}{\gamma-1}\eta_{\text{т}}\eta_{\text{н}}\rho_{\text{о}}\rho_{\text{г}}(RT)_{\text{г}}\left(1-\pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)-(\Delta p_{\text{под}}-p_{\text{н.вх}})(\rho_{\text{о}}+K_m\rho_{\text{г}})}{\pi_{\text{т}}\rho_{\text{о}}+K_m\rho_{\text{г}}} - \Delta p_{\text{к}}. \tag{8.24}$$

Обозначив

$$A = \frac{\gamma}{\gamma-1}\eta_{\text{т}}\eta_{\text{н}}\rho_{\text{о}}\rho_{\text{г}}(RT)_{\text{г}}, \quad B = (\Delta p_{\text{под}} - p_{\text{н.вх}})(\rho_{\text{о}} + K_m\rho_{\text{г}}), \tag{8.25}$$

получим

$$p_{\text{к}} = \frac{A\left(1-\pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)-B}{\pi_{\text{т}}\rho_{\text{о}}+K_m\rho_{\text{г}}} - \Delta p_{\text{к}}. \tag{8.26}$$

Для определения $p_{\text{к max}}$ вычислим производную $dp_{\text{к}}/d\pi_{\text{т}}$ и приравняем ее нулю:

$$\frac{dp_{\text{к}}}{d\pi_{\text{т}}} = \frac{A\dfrac{\gamma-1}{\gamma}}{(\pi_{\text{т}}\rho_{\text{о}}+K_m\rho_{\text{г}})\pi_{\text{т}}^{\frac{2\gamma-1}{\gamma}}} - \frac{A\left(1-\pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)-B}{(\pi_{\text{т}}\rho_{\text{о}}+K_m\rho_{\text{г}})^2}\rho_{\text{о}} = 0,$$

откуда выведем уравнение для нахождения перепада давлений $\pi_{\text{т opt}}$, соответствующего наибольшему возможному давлению в камере:

$$p_{\text{к max}} = \pi_{\text{т}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} + \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{о}}}\pi_{\text{т opt}}^{\frac{1-2\gamma}{\gamma}}K_m\frac{\gamma-1}{2\gamma-1} = \left(1-\frac{B}{A}\right)\frac{\gamma}{2\gamma-1}.$$

Обозначив постоянные

$$D = \frac{\rho_г}{\rho_о} K_m \frac{\gamma - 1}{2\gamma - 1}, \qquad E = \left(1 - \frac{B}{A}\right)\frac{\gamma}{2\gamma - 1}, \tag{8.27}$$

получим

$$\pi_{т\,opt}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \left(1 + \frac{D}{\pi_{т\,opt}}\right) = E. \tag{8.28}$$

Вычислив постоянные D и E, легко находим значение $\pi_{т\,opt}$ графически или подбором (см. далее пример). Зная $\pi_{т\,opt}$, по уравнению (8.26) находим $p_{к\,max}$:

$$p_{к\,max} = \frac{A\left(1 - \pi_{т\,opt}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) - B}{\pi_{т\,opt}\rho_о + K_m\rho_г} - \Delta p_к. \tag{8.29}$$

Расчеты показывают, что давление в камере невелико и при реальных значениях КПД насосов и турбины, соотношения компонентов K_m и температуры водорода на выходе из охлаждающего тракта не может быть выше 4…5 МПа, т. е. схема, подобная представленной на рис. 8.9, при высоких давлениях в камере сгорания на практике трудно осуществима. Для иллюстрации рассмотрим пример расчета для определения $p_{к\,max}$.

Пример определения $p_{к\,max}$

Определить наибольшее возможное давление в камере сгорания $p_{к\,max}$ для двигательной установки, работающей на топливе, состоящем из смеси кислорода и водорода, по схеме, представленной на рис. 8.9, при нескольких значениях температуры водорода, поступающего на турбину: $T_г$ = 200, 273, 335, 735 K. Остальные основные параметры работы установки остаются неизменными.

Соотношение компонентов K_m = 4,8; КПД турбины — $\eta_т$ = 0,4; КПД насосов — $\eta_н = \eta_{н.о} = \eta_{н.г}$ = 0,6. Потери давления кислорода на участке от насоса до камеры двигателя и водорода на участке от насоса до турбины:

$$\Delta p_{под.о} = \Delta p_{под.г} = \Delta p_{под} = 1{,}96 \text{ МПа}.$$

Потери давления водорода на участке от турбины до камеры сгорания $\Delta p_к$ и давления кислорода в головке соответственно равны и составляют 0,79 МПа. Примем также, что давления на входе в насосы $p_{вх.о} = p_{вх.г} = p_{н.вх}$ = 0,49 МПа.

Р е ш е н и е . 1. Проведем расчет при $T_г$ = 200 K. Определим постоянные величины, входящие в уравнения (8.27), (8.28):

$$A = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\eta_т\eta_н\rho_о\rho_г(RT)_г = \frac{1{,}4}{1{,}4 - 1}0{,}4 \cdot 0{,}6 \cdot 1140 \cdot 70 \cdot 4157 \cdot 200 = 5{,}57 \cdot 10^{10},$$

$$B = (\Delta p_{под} - p_{н.вх})(\rho_о + K_m\rho_г) = (1{,}96 - 0{,}49) \cdot 10^6 (1140 + 4{,}8 \cdot 70) = 2{,}17 \cdot 10^9,$$

$$D = \frac{\rho_г}{\rho_о} K_m \frac{\gamma - 1}{2\gamma - 1} = \frac{70}{1140} \cdot \frac{1{,}4 - 1}{2 \cdot 1{,}4 - 1} \cdot 4{,}8 = 0{,}0655,$$

$$E = \left(1 - \frac{B}{A}\right)\frac{\gamma}{2\gamma - 1} = \left(1 - \frac{2{,}17 \cdot 10^9}{5{,}57 \cdot 10^{10}}\right)\frac{1{,}4}{2 \cdot 1{,}4 - 1} = 0{,}747.$$

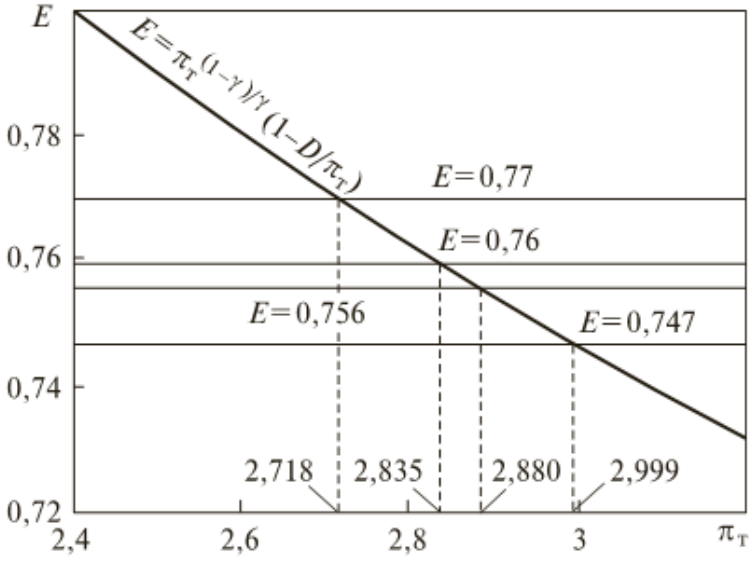


Рис. 8.11. К определению перепада давления на турбине

Построив зависимость от $\pi_т$ левой части уравнения (8.28), находим с помощью любого математического редактора ПЭВМ, например MathCad, величину $\pi^{I}_{т\,opt} = 2{,}999$ (рис. 8.11).

По уравнению (8.29) определяем $p_{к\,max}$:

$$p_{к\,max} = \frac{A\left(1-\pi_{т\,opt}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)-B}{\pi_{т\,opt}\rho_о + K_m\rho_г} - \Delta p_к =$$

$$= \frac{5{,}57\cdot 10^9\left(1-2{,}999^{\frac{1-1{,}4}{1{,}4}}\right)-2{,}17\cdot 10^9}{2{,}999\cdot 1140 + 4{,}8\cdot 70} - 0{,}79\cdot 10^6 = 3{,}1\cdot 10^6 \text{ Па} = 3{,}1 \text{ МПа}.$$

2. Проведем аналогичные расчеты для других значений температур газифицируемого водорода, поступающего на привод турбины. Результаты расчетов приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Расчет наибольшего давления в камере сгорания

$T_г$, К	273	335	735
$\pi_{т\,opt}$	2,880	2,835	2,718
$p_{к\,max}$, МПа	4,68	5,94	14,0

Таким образом, температура водорода, поступающего на турбину, оказывает сильное влияние на величину $p_{к\,max}$. Кроме того, как видно из уравнений (8.25) и (8.29), на величину $p_{к\,max}$ сильно влияет изменение КПД турбины $\eta_т$ и насосов $\eta_н$, а также гидравлические характеристики системы подачи.

В заключение заметим, что уровень температуры рабочего тела турбины ограничен термопрочностными свойствами последней и составляет ~700…800 К, поэтому $p_{к\,max}$ = 14 МПа (при $T_г$ = 735 К) можно считать определяющим порядок наибольших

значений для современных конструкционных материалов. С другой стороны, степень подогрева компонента в рубашке охлаждения, в частности водорода, для безгазогенераторной схемы зависит от площади поверхности теплообменного тракта, причем ее величина будет определять габариты камеры, гидравлическое сопротивление тракта охлаждения и, следовательно, потери давления и значение $p_к$. Для ЖРД RL10A различных модификаций давление в КС составляет 3…4 МПа.

С целью повышения значений $p_к$ могут быть реализованы более сложные схемы ЖРД, в частности с кольцевой камерой сгорания и тарельчатым соплом, которые позволяют увеличить площадь поверхности теплообмена. При этом наибольшие значения давления могут достигать 7…8 МПа. Еще бóльшие значения $p_к \approx 16$ МПа, как показывают расчеты, можно реализовать в двигательной установке с промежуточным высокоэффективным охладителем, например гелием*. Следует, однако, иметь в виду, что в последних двух случаях неизбежно усложнение конструкции, приводящее к снижению надежности ЖРД в целом, и поэтому окончательное решение о выборе типа безгазогенераторной схемы будет приниматься на основе комплексного анализа отдельных элементов и всей системы.

8.3. Схема «газ + газ»

На рис. 8.12 показана схема двигательной установки с дожиганием (замкнутая схема) типа «газ + газ». Горючее и окислитель из насосов поступают при заданном соотношении в ЖГГ *2* и *8*. Газообразные продукты сгорания

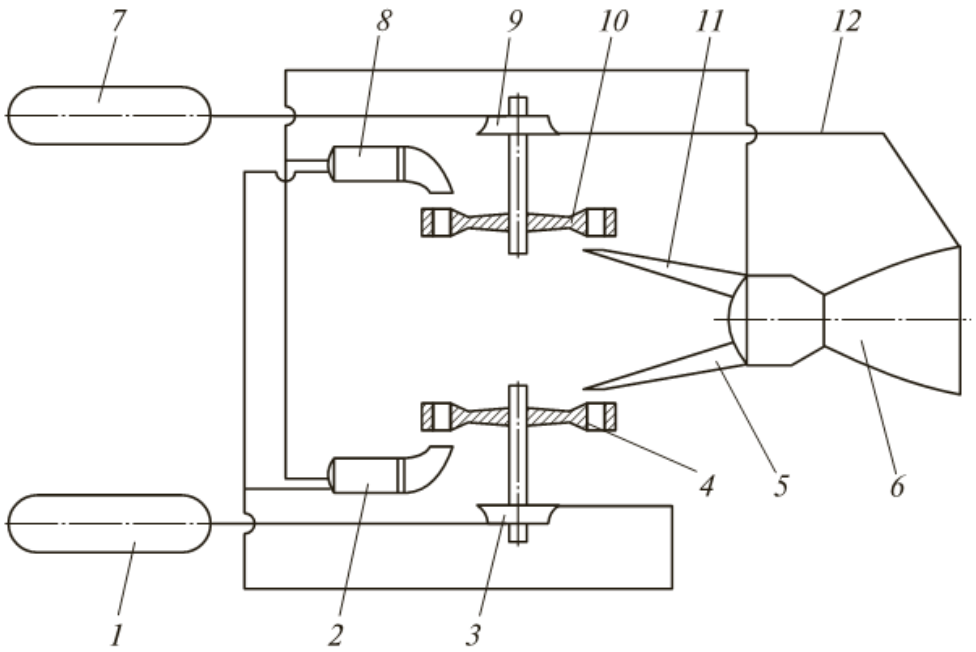


Рис. 8.12. Схема двигателя с дожиганием типа «газ + газ»:
1 — бак окислителя; *2* — окислительный ЖГГ; *3* — насос окислителя; *4* — турбина; *5* — подача окислительных продуктов сгорания в камеру; *6* — камера двигателя; *7* — бак горючего; *8* — восстановительный ЖГГ; *9* — насос горючего; *10* — турбина; *11* — подача восстановительных продуктов сгорания в камеру; *12* — подача горючего на охлаждение камеры

* Ракетно-космическая техника: Сб. статей / Под ред. Б. А. Соколова // Труды РКК «Энергия». Сер. XII. 2000. Вып. № 1–2.

ЖГГ с избытком окислителя и горючего используются для привода турбин *4* и *10* и затем по газоводам *5* и *11* поступают в камеру *6*. Таким образом, в установке, работающей по замкнутой схеме «газ + газ», оба компонента полностью используются для привода турбонасосных агрегатов.

Благодаря этому заданное давление в камере сгорания обеспечивается при меньших давлениях подачи, чем при схеме «газ + жидкость». Выигрыш в давлении подачи особенно заметен при необходимости обеспечить высокие давления в камере сгорания.

По данной предельно замкнутой схеме в НПО «Энергомаш» им. академика В. П. Глушко в 1962–1969 гг. был разработан и прошел цикл испытаний ЖРД РД-270, работающий на азотном тетроксиде и НДМГ. Проведенные огневые стендовые испытания РД-270 подтвердили возможность создания такого вида ЖРД.

Определение основных параметров

Исходными уравнениями, определяющими при заданном давлении в камере сгорания основные параметры работы ТНА и ЖГГ, будут уравнения баланса мощностей турбины $N_{\text{т}}$ и насоса $N_{\text{н}}$ турбонасосных агрегатов горючего и окислителя:

$$N_{\text{т.о}} = N_{\text{н.о}}, \quad N_{\text{т.г}} = N_{\text{н.г}}, \tag{8.30}$$

или в развернутом виде:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{т.г}}\eta_{\text{т.г}}\frac{\gamma}{\gamma-1}(RT)_{\text{ГГ.г}}\left(1-\pi_{\text{т.г}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) &= \frac{\dot{m}_{\text{г}}(p_{\text{под.г}}-p_{\text{вх.г}})}{\rho_{\text{г}}\eta_{\text{н.г}}}, \\ \dot{m}_{\text{т.о}}\eta_{\text{т.о}}\frac{\gamma}{\gamma-1}(RT)_{\text{ГГ.о}}\left(1-\pi_{\text{т.о}}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) &= \frac{\dot{m}_{\text{о}}(p_{\text{под.о}}-p_{\text{вх.о}})}{\rho_{\text{о}}\eta_{\text{н.о}}}. \end{aligned} \tag{8.31}$$

При этом, очевидно, имеем

$$\dot{m}_{\text{т.г}} + \dot{m}_{\text{т.о}} = \dot{m}_{\text{г}} + \dot{m}_{\text{о}}. \tag{8.32}$$

При известных температурах рабочего тела, подаваемого на турбины *4* и *10* (см. рис. 8.12), работающие соответственно на окислительном и восстановительном газе, и при известных расходах компонентов через камеру ($\dot{m}_{\text{г}}$ и $\dot{m}_{\text{о}}$) суммарные расходы ($\dot{m}_{\text{т.о}}$ и $\dot{m}_{\text{т.г}}$), а также расходы окислителя ($\dot{m}_{\text{о.ГГ.о}}$ и $\dot{m}_{\text{о.ГГ.г}}$) и горючего ($\dot{m}_{\text{г.ГГ.о}}$ и $\dot{m}_{\text{г.ГГ.г}}$) в окислительный и восстановительный жидкостные газогенераторы определяются однозначно.

Действительно, заданные температуры в ЖГГ обеспечиваются соотношением компонентов $K_{m\,\text{ГГ}}$. Таким образом, при известных температурах нам известно необходимое для данного топлива соотношение компонентов в окислительном и восстановительном ЖГГ:

$$K_{m\,\text{ГГ.о}} = \frac{\dot{m}_{\text{о.ГГ.о}}}{\dot{m}_{\text{г.ГГ.о}}}, \quad K_{m\,\text{ГГ.г}} = \frac{\dot{m}_{\text{о.ГГ.г}}}{\dot{m}_{\text{г.ГГ.г}}}. \tag{8.33}$$

Поскольку весь окислитель и все горючее проходят через газогенераторы, очевидно, имеем

$$\dot{m}_{\text{о}} = \dot{m}_{\text{о.ГГ.о}} + \dot{m}_{\text{о.ГГ.г}}, \quad \dot{m}_{\text{г}} = \dot{m}_{\text{г.ГГ.о}} + \dot{m}_{\text{г.ГГ.г}}. \tag{8.34}$$

Решая совместно уравнения (8.33) и (8.34), находим расходы компонентов в каждом из ЖГГ:

$$\dot{m}_{\text{г.ГГ.г}} = \frac{\dot{m}_{\text{г}} K_{m\,\text{ГГ.о}} - \dot{m}_{\text{о}}}{K_{m\,\text{ГГ.о}} - K_{m\,\text{ГГ.г}}}, \quad \dot{m}_{\text{г.ГГ.о}} = \frac{\dot{m}_{\text{о}} - \dot{m}_{\text{г}} K_{m\,\text{ГГ.г}}}{K_{m\,\text{ГГ.о}} - K_{m\,\text{ГГ.г}}}, \tag{8.35}$$

$$\dot{m}_{\text{о.ГГ.г}} = K_{m\,\text{ГГ.г}} \frac{\dot{m}_{\text{г}} K_{m\,\text{ГГ.о}} - \dot{m}_{\text{о}}}{K_{m\,\text{ГГ.о}} - K_{m\,\text{ГГ.г}}}, \quad \dot{m}_{\text{о.ГГ.о}} = K_{m\,\text{ГГ.о}} \frac{\dot{m}_{\text{о}} - \dot{m}_{\text{г}} K_{m\,\text{ГГ.г}}}{K_{m\,\text{ГГ.о}} - K_{m\,\text{ГГ.г}}}.$$

Отсюда находим секундные массовые расходы рабочего тела на каждую из турбин:

$$\dot{m}_{\text{т.г}} = \dot{m}_{\text{г.ГГ.г}} + \dot{m}_{\text{о.ГГ.г}}, \quad \dot{m}_{\text{т.о}} = \dot{m}_{\text{о.ГГ.о}} + \dot{m}_{\text{г.ГГ.о}}. \tag{8.36}$$

Проведя анализ системы уравнений (8.1), подобный проведенному выше для схем «газ + жидкость», получим уравнения, аналогичные уравнениям (8.19) и (8.20), которые позволяют определить наибольшее возможное давление в камере сгорания.

Преимущества и недостатки установок с замкнутой схемой

Рассмотрев различные типы установок с замкнутой схемой, отметим основные преимущества, недостатки и особенности их работы.

Главное преимущество заключается в более полном использовании энергии топлива, имеющегося на борту ракеты, так как при схеме с дожиганием потери за счет расхода компонентов для привода ТНА отсутствуют. Удельный импульс двигательных установок с дожиганием больше, чем установок без дожигания, и равен удельному импульсу камер.

Недостатком установок с замкнутой схемой является их большая сложность по сравнению с установками открытой схемы. Эта сложность обусловлена, во-первых, необходимостью подачи из ТНА в камеру сгорания продуктов сгорания высокой температуры, во-вторых, высокими давлениями подачи, которые при замкнутой схеме, очевидно, значительно выше, чем при открытой. Все это затрудняет обеспечение высокой надежности работы установки.

Высокие давления подачи и высокие давления в ЖГГ и турбине ТНА приводят также к увеличению массы системы подачи установки, и, в целом, несмотря на отсутствие отдельной системы подачи топлива в ТНА и выхлопных патрубков удельная масса установки с замкнутой схемой без баков сопоставима с удельной массой установок открытой схемы.

Однако за счет выигрыша в удельном импульсе уменьшение полной массы заправленной двигательной установки может достигать 10…20% вследствие уменьшения необходимого запаса топлива и соответствующего уменьшения габаритов (а следовательно, и массы) баков. Этот выигрыш особенно ощутим при больших тягах двигателя, поэтому применение установок с дожиганием более

Таблица 8.2

Основные параметры ЖРД с дожиганием [4, 10]

ЖРД	Применение	Топливо	Тяга, кН	$I_у$, м/с	$p_к$, МПа	K_m	$F_а$ / $F_{кр}$	Газогенератор	Страна
Двигательные установки средств выведения									
РД-275	РН «Протон», 1 ст.	АТ+НДМГ	1590	2815	15,7	2,67	26,2	Окислительный	СССР
РД-0210	РН «Протон», 2 ст.	АТ+НДМГ	582 (п)	3210 (п)	14,7	2,6	81,3	То же	СССР
РД-273	МБР Р36М2, 1 ст.	АТ+НДМГ	1150	2904	22,6	2,67	29,5	«	СССР
РД-268	МБР МР-УР-100, 1ст.	АТ+НДМГ	1150	2900	22,6	2,67	29,5	«	СССР
РД-170	РН «Энергия», 1 ст.	Керосин+O_2	7260	3030	24,5	2,6	36,8	«	СССР
РД-120	РН «Зенит-3SL», 2 ст.	Керосин+O_2	833 (п)	3430 (п)	16,3	2,6	106,6	«	СССР
РД-180	РН Atlas, 1 ст.	Керосин+O_2	3828	3050	26,0	2,72	36,8	«	Россия
НК-33	РН Н-1, 1 ст.	Керосин+O_2	1509	2910	14,8	2,62	27	«	СССР
SSME	Space Shuttle, 1 ст.	H_2+O_2	1670/2090(п)	4464 (п)	21	4,47	77,5	Восстановительный	США
РД-0120	РН «Энергия», 2 ст.	H_2+O_2	1961	4460 (п)	20,6	6	86	То же	СССР
LE-7	РН Н-II, 1 ст.	H_2+O_2	840	4360	13	5,5	52	«	Япония
Двигательные установки разгонных блоков									
11Д-58М	ДМ-3	Керосин+O_2	83,4(п)	3453 (п)	7,8	2,48	189	Окислительный	СССР
РД-301	РН «Протон»	NH_3 + F_2	96,7	3920 (п)	11,8	2,7	108,7	Восстановительный	СССР
КВД-1	12КРВ	H_2+O_2	73,6 (п)	4522 (п)	5,6	5,9…6,23		Восстановительный	Россия
RL10A-3-3	Centaur	H_2+O_2	73,4 (п)	4355 (п)	3,2	5	61	Безгазогенераторная схема	США
LE-5A	РН Н-II	H_2+O_2	122	4430 (п)	4	5,5	130	Восстановительный	Япония
ЖРД без дожигания									
F-1*	РН Saturn-5, 1 ст.	Керосин+O_2	6760	2626	7,8	2,28	16	Восстановительный	США
J-2*	РН Saturn-5, 2 ст.	H_2+O_2	1030(п)	4169 (п)	5,6	5,5	27,5	То же	
Vulkain HM-60*	РН Ariane-5, 1 ст.	H_2+O_2	860(п)	4300	9…11	5,3	45	«	ЕСА

Примечание. РН — ракета-носитель, МБР — межконтинентальная баллистическая ракета, (п) — значение в пустоте.

целесообразно в двигательных установках больших тяг. При малой тяге усложнение установки и снижение ее надежности, связанные с использованием замкнутой схемы, не всегда окупаются выигрышем в энергетических характеристиках ЖРД.

Применение замкнутых схем даст наибольшую выгоду в двигательных установках больших тяг, работающих при высоком давлении в камере сгорания, так как в этом случае при использовании открытой схемы потери тяги за счет расхода части компонента для привода ТНА были бы сравнительно большими.

Интересной особенностью установок с замкнутой схемой является то, что КПД насосов и турбины влияют только на давление подачи и давление $p_{к\,max}$ и практически не влияют на удельный импульс, так как снижение КПД турбины $\eta_т$ или КПД насосов $\eta_н$ приведет только к увеличению потребного давления подачи, но не к снижению удельного импульса. Однако значения КПД турбины и насосов в установках с дожиганием очень важны, так как при уменьшении КПД возрастает давление подачи и, соответственно, увеличивается масса двигательной установки. Поэтому и при замкнутой схеме важно обеспечить экономичную работу ТНА.

8.4. Основные параметры ЖРД с дожиганием

Первые экспериментально-теоретические работы по обоснованию создания ЖРД с дожиганием генераторного газа в нашей стране были проведены в середине 50-х годов XX века. За прошедшие годы ЖРД с дожиганием нашли широкое применение в качестве двигательных установок многоступенчатых средств выведения и разгонных блоков космических летательных аппаратов как в нашей стране, так и за рубежом. При этом были отработаны различные варианты конструкции, решены вопросы практического использования как криогенных, так и высококипящих компонентов топлива, проведена замена первых ЖРД с дожиганием на двигательные установки второго поколения. В табл. 8.2 приведены основные технические характеристики ЖРД с дожиганием, которые установлены в настоящее время на действующих ракетах-носителях и разгонных блоках. Также приведены данные о некоторых ЖРД, которые использовались при осуществлении крупнейших космических проектов и определяли в свое время уровень развития мирового ракетного двигателестроения.

Глава 9

Двигательные установки с вытеснительной системой подачи

Вытеснительная система подачи топлива (ВСП) ЖРД является первой используемой основоположниками ракетостроения Р. Годдаром, Ф. А. Цандером, М. К. Тихонравовым, В. П. Глушко и другими для запуска первых ракет, которые перемещались по траектории с помощью ЖРД. Основное достоинство ВСП состоит в том, что она проще турбонасосных по конструкции, не имеет сложных агрегатов, подобных ТНА, и вращающихся элементов; она обеспечивает более простой запуск и останов двигателя, что в некоторых условиях может также являться существенным преимуществом. Однако вытеснительная система имеет существенный недостаток, состоящий в том, что топливные баки находятся под давлением подачи, вследствие чего их масса становится очень большой.

Габаритно-массовый анализ двигательных установок с вытеснительной системой подачи показал, что иногда при работе на больших высотах установки с низким давлением в камере, порядка 0,5 МПа, более рациональны, чем установки с турбонасосной системой подачи. Дело в том, что при работе на большой высоте в связи с ничтожно малым давлением окружающей среды можно и при малом давлении в камере получить степень расширения газа в сопле $\varepsilon = 200–800$, обеспечивающую достаточно высокий удельный импульс. При этом несколько снизится температура в камере сгорания, а также увеличатся габариты камеры двигателя, так как при уменьшении давления в камере сгорания при той же тяге (или расходе) согласно уравнениям (1.9) и (1.20) площадь $F_{кр}$ и площадь среза F_a соответственно увеличатся.

Для сравнения на рис. 9.1 показаны контуры камер двигателей, имеющих одинаковую степень расширения сопла и работающих при давлении в камере 0,4 и 2 МПа соответственно, откуда видно, что при понижении давления существенно увеличиваются габаритные размеры камеры. Тем не менее в связи

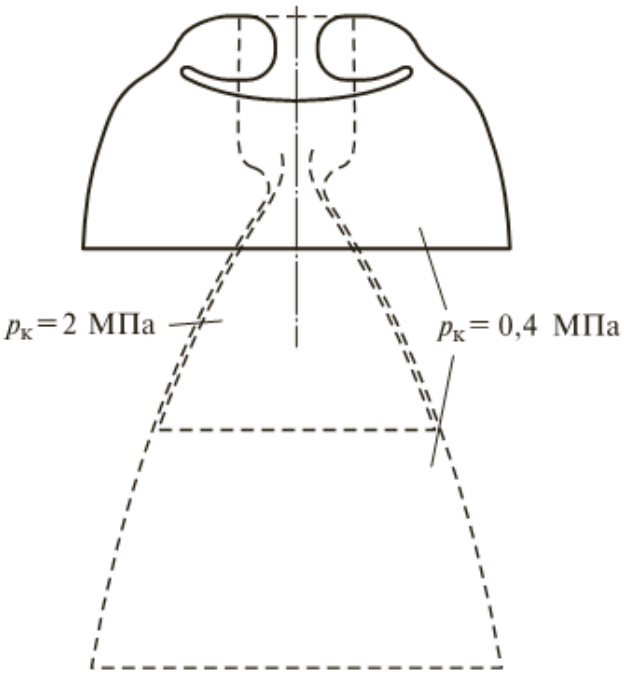


Рис. 9.1. Сравнение контуров камер двигателей, имеющих одинаковые тяги и степени расширения при различных давлениях в камере

с низким давлением в камере массовые характеристики двигательной установки, в целом, остаются достаточно хорошими.

Двигательные установки с вытеснительной системой подачи применяют в реактивных системах управления спутниками, космическими кораблями, в ракетах класса «воздух—воздух», «земля—земля», «воздух—земля». Возможно также их применение в двигательных установках зенитных ракет и противоракет. Кроме того, вытеснительные системы находят применение в качестве вспомогательных систем, например для подачи компонента в ПГГ или ЖГГ, наддува баков и т. д.

Различают три основных вида вытеснительных систем: *газобаллонные* системы подачи, использующие для вытеснения азот, воздух, гелий или какой-либо другой газ; системы *с пороховым аккумулятором давления* (ПАД), использующие для вытеснения продукты сгорания пороха, и системы *с жидкостным аккумулятором давления* (ЖАД), использующие для вытеснения продукты сгорания жидких компонентов. Рассмотрим каждую из этих систем.

9.1. Газобаллонная система подачи

Газобаллонная вытеснительная система применяется как в качестве основной системы подачи для вытеснения компонентов в камеру сгорания, так и для вытеснения компонентов в ЖГГ, ПГГ и для наддува баков. Вытесняющим газом обычно является азот, воздух или гелий. Преимущество гелия перед воздухом и азотом состоит в том, что он имеет меньшую молекулярную массу, а следовательно, при одинаковых условиях и больший комплекс RT.

При выборе вытесняющего газа следует иметь в виду, что он не должен вступать в реакцию с компонентом или легко растворяться в нем. Также необходимо учитывать, что при подаче или наддуве баков с низкокипящими компонентами температура сжижения вытесняющего газа должна быть ниже температуры кипения компонента. Таким образом, бак с жидким водородом можно наддувать либо водородом, либо гелием, так как другие газы при контакте с жидким водородом будут конденсироваться.

Элементарная схема двигательной установки с газобаллонной системой подачи приведена на рис. 9.2. Газ под давлением 25…30 МПа, заключенный

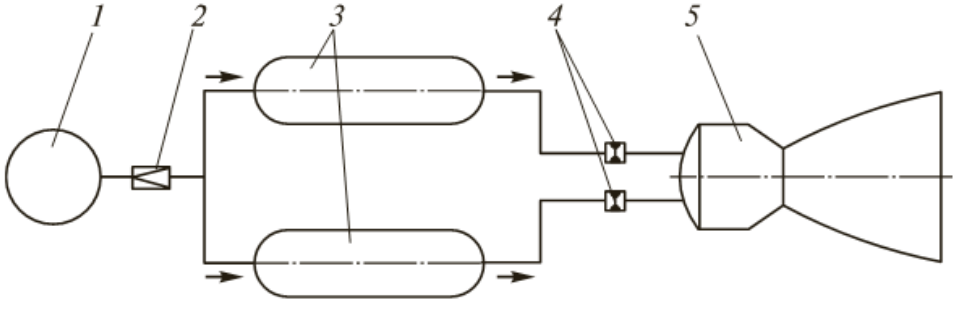


Рис. 9.2. Элементарная схема газобаллонной системы подачи:
1 — баллон с газом высокого давления; *2* — редуктор давления; *3* — топливные баки; *4* — мембраны; *5* — камера двигателя

в баллоне *1*, поступает в газовый редуктор *2*, где его давление снижается до необходимой величины. Далее газ поступает в баки *3*, откуда топливо вытесняется и по трубопроводам поступает в камеру двигателя *5*, разрывая установленные на трубопроводе мембраны *4*. Примерная схема использования газобаллонной подачи для наддува баков показана ранее, на рис. 6.4.

При расчете газобаллонной системы задача сводится к определению необходимого объема баллона и запаса сжатого газа, применяемого для вытеснения компонентов или для наддува.

Изменение температуры вытесняющего газа

Процессы, происходящие при газобаллонной подаче (см. рис. 9.2) компонентов и при наддуве баков, аналогичны. Газ высокого давления вытекает из баллона *1* и дросселируется в редукторе *2* до давления подачи, при котором и поступает в баки. При вытекании газа из баллона *1* оставшийся там газ расширяется и температура его падает. В результате понижения температуры газа к нему будет подводиться теплота от стенок баллона. Но так как этот подвод теплоты незначителен, то температура газа в баллоне в конечном счете понижается, т. е. в баллоне *1* имеет место политропическое расширение с показателем политропы n, меньшим показателя адиабаты, т. е. $1 < n < \gamma$.

Воспользовавшись уравнением политропического процесса, можно вычислить конечную температуру газа в баллоне по формуле

$$T_{\text{г.кон}} = T_{\text{г.нач}} \left(\frac{p_{\text{г.кон}}}{p_{\text{г.нач}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (9.1)$$

Обозначив величину $\left(\frac{p_{\text{г.кон}}}{p_{\text{г.нач}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ через c_1, получим

$$T_{\text{г.кон}} = T_{\text{г.нач}} c_1. \qquad (9.2)$$

Величина c_1 зависит от перепада давлений $p_{\text{г.кон}}/p_{\text{г.нач}}$ и показателя политропы n, определяемого интенсивностью передачи теплоты от стенки баллона к газу. Можно считать, что n = 1,15–1,33. В табл. 9.1 приведены значения коэффициента c_1, вычисленные при n = 1,33.

В процессе вытекания газа из баллона температура оставшегося в баллоне газа постепенно снижается от $T_{\text{г.нач}}$ до $T_{\text{г.кон}}$.

Таблица 9.1

Расчет истечения газа из бака

$\frac{p_{\text{г.кон}}}{p_{\text{г.нач}}}$	0,10	0,14	0,25	0,50
c_1	0,57	0,62	0,71	0,84
c_2	0,75	0,80	0,87	0,90

При дросселировании газа в редукторе температура реальных газов не остается постоянной. В частности, для воздуха и азота она понижается, а для гелия — несколько увеличивается. Кроме того, поступая в баки, газ подогревается от стенок баков.

Все эти изменения температуры учесть теоретически очень трудно. Поэтому не будем принимать во внимание изменения температуры газа в процессе дросселирования и нагрев его от стенок баков. В этом случае каждая порция газа, поступающая в бак *3*, имеет температуру, равную температуре газа в баллоне *1* в данный момент. Поэтому первая порция газа при запуске двигателя поступает в бак при температуре $T_{\text{г.нач}}$, а самая последняя порция по окончании работы двигателя — при температуре $T_{\text{г.кон}}$. Все эти порции газа перемешиваются в баке, вследствие чего средняя температура газа в баке $T_{\text{б.ср}}$ будет промежуточной между $T_{\text{г.нач}}$ и $T_{\text{г.кон}}$, т. е.

$$T_{\text{г.кон}} < T_{\text{б.ср}} < T_{\text{г.нач}}.$$

Будем считать, что температура газа в баке в конце подачи

$$T_{\text{б.кон}} = c_2 T_{\text{г.нач}}. \tag{9.3}$$

Коэффициент c_2 меньше единицы, но больше, чем c_1. Ориентировочные значения c_2 при n =1,33 приведены в табл. 9.1.

Если учесть изменение температуры газа в процессе дросселирования, то для азота и воздуха значение c_2 будет уменьшаться по сравнению с данными табл. 9.1, а для гелия — увеличиваться.

Расчет объема баллона и запаса газа

Для расчета объема баллона и запаса газа необходимы следующие исходные данные: общий объем бака горючего и окислителя $V_{\text{б}}$, давление подачи компонентов или наддува баков $p_{\text{б}}$, а также газовая постоянная R и начальная температура газа $T_{\text{г.нач}}$.

Начальное давление газа в баллоне определяется условиями заполнения баллона. Конечное давление в баллоне должно быть выше, чем давление подачи $p_{\text{б}}$ на величину минимального перепада давления в редукторе $\Delta p_{\text{ред}}$, необходимого для того, чтобы обеспечить нормальную работу редуктора.

Величина $\Delta p_{\text{ред}}$ определяется конструкцией редуктора и зависит от давления подачи или наддува. При высоких давлениях подачи, порядка 3…4 МПа, величина $\Delta p_{\text{ред}} = (0{,}25\ldots0{,}50)\, p_{\text{вых}}$. При наддуве или низких давлениях подачи, порядка 0,3…1 МПа, величина $\Delta p_{\text{ред}} = (2\ldots10)\, p_{\text{вых}}$ (см. далее § 9.4).

Рассмотрим состояние вытекающего газа перед началом подачи и в конце ее. Перед началом подачи весь газ заключен в баллоне, и по уравнению состояния имеем

$$p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}} = m_{\text{газ}} R T_{\text{г.нач}}, \tag{9.4}$$

где $m_{\text{газ}}$ — масса газа, заключенного в баллоне.

В конце подачи газ находится частично в баллоне, частично в баках. Состояние газа в баллоне можно выразить уравнением

$$p_{\text{г.кон}} V_{\text{газ}} = m_{\text{г.кон}} R T_{\text{г.кон}}, \tag{9.5}$$

где $p_{\text{г.кон}}$, $T_{\text{г.кон}}$, $m_{\text{г.кон}}$ — давление, температура и масса газа, оставшегося в баллоне к концу подачи.

Конечное давление в баллоне вычисляется по формуле

$$p_{\text{г.кон}} = p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}}.$$

Состояние газа в баках к концу подачи определится по уравнению

$$p_{\text{б}} V_{\text{б}} = m_{\text{б}} R T_{\text{б.кон}}, \tag{9.6}$$

где $m_{\text{б}}$ — количество газа, поступившего в баки к концу подачи.

Из формулы (9.4) находим

$$m_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}}}{R T_{\text{г.нач}}}. \tag{9.7}$$

Из формулы (9.6) имеем

$$m_{\text{б}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}}}{R T_{\text{б.кон}}}.$$

Количество газа в баллоне и баках в конце работы двигателя равно начальному:

$$m_{\text{газ}} = m_{\text{г.кон}} + m_{\text{б}},$$

откуда получим

$$m_{\text{г.кон}} = m_{\text{газ}} - m_{\text{б}} = \frac{p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}}}{R T_{\text{г.нач}}} - \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}}}{R T_{\text{б.кон}}}. \tag{9.8}$$

Подставив значения $p_{\text{г.кон}}$ и $m_{\text{г.кон}}$ в формулу (9.5), находим

$$\left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} \right) V_{\text{газ}} = \left(\frac{p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}}}{R T_{\text{г.нач}}} - \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}}}{R T_{\text{б.кон}}} \right) R T_{\text{г.кон}}. \tag{9.9}$$

Используя выражения связи между начальными и конечными температурами (9.2), (9.3) и формулу (9.9), получим

$$\left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} \right) V_{\text{газ}} = \left(\frac{p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}}}{R T_{\text{г.нач}}} - \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}}}{R c_2 T_{\text{г.нач}}} \right) R c_1 T_{\text{г.нач}}. \tag{9.10}$$

После преобразований и сокращений имеем

$$V_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}} \dfrac{c_1}{c_2}}{c_1 p_{\text{г.нач}} - \left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} \right)}. \tag{9.11}$$

Объем баллона прямо пропорционален давлению подачи и объему баков; он уменьшается с увеличением начального давления и не зависит от газовой постоянной применяемого газа. Зная объем баллона $V_{\text{газ}}$, по формуле (9.7) находим количество необходимого запаса газа:

$$m_{\text{газ}} = V_{\text{газ}} \frac{p_{\text{г.нач}}}{RT_{\text{г.нач}}}. \qquad (9.12)$$

Масса газа зависит от его свойств. С увеличением газовой постоянной масса уменьшается. Поэтому применение, например, гелия вместо азота или воздуха позволяет сократить массу запаса газа приблизительно в 3,5 раза.

Пример. Определить объем баллона для сжатого воздуха и массу воздуха в баллоне для ЖРД с газобаллонной подачей, если полный объем бака с горючим $V_{\text{г}} = 0{,}209$ м^3, а объем бака окислителя $V_{\text{о}} = 0{,}472$ м^3. Давление подачи компонентов из баков $p_{\text{б}} = 2{,}94$ МПа, начальная температура газа $T_{\text{г.нач}} = 293$ К. Давление в баллоне принимаем равным 24,53 МПа, газовую постоянную — $R = 287$ Дж/(кг · К).

Р е ш е н и е. Определим суммарный объем баков горючего и окислителя:

$$V_{\text{б}} = V_{\text{г}} + V_{\text{о}} = 0{,}209 + 0{,}472 = 0{,}681 \text{ м}^3.$$

Предположим, что редуктор обеспечивает нормальную подачу при разности давлений в баллоне и в баке $\Delta p_{\text{ред}} = 0{,}67$ МПа. Находим давление в баллоне к концу работы:

$$p_{\text{г.кон}} = p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} = 2{,}94 + 0{,}67 = 3{,}61 \text{ МПа}.$$

Определим отношение начального давления в баллоне к конечному:

$$\frac{p_{\text{г.нач}}}{p_{\text{г.кон}}} = \frac{24{,}53}{3{,}61} = 6{,}75.$$

По табл. 9.1 находим коэффициенты c_1 и c_2 для этого отношения: $c_1 = 0{,}61$, $c_2 = 0{,}81$. По формуле (9.11) находим объем баллона:

$$V_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}} \dfrac{c_1}{c_2}}{c_1 p_{\text{г.нач}} - \left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}}\right)} = \frac{2{,}94 \cdot 10^4 \cdot 0{,}681 \cdot \dfrac{0{,}61}{0{,}81}}{0{,}61 \cdot 24{,}53 - \left(2{,}94 + 0{,}67\right)} = 0{,}156 \text{ м}^3.$$

Массу газа, заключенного в баллоне, определим по уравнению состояния:

$$p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}} = m_{\text{газ}} R T_{\text{г.нач}},$$

откуда имеем

$$m_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{г.нач}} V_{\text{газ}}}{RT_{\text{г.нач}}} = \frac{24{,}53 \cdot 10^6 \cdot 0{,}156}{287 \cdot 293} = 45{,}5 \text{ кг}.$$

Выбор начального давления в баллоне

Начальное давление в баллоне $p_{\text{г.нач}}$ выбирают исходя из следующих рассуждений. Очевидно, чем больше $p_{\text{г.нач}}$, тем меньше объем, занимаемый этим баллоном, что очень существенно, если необходимо в конструкции ракеты ограниченных размеров разместить шаровой баллон.

Можно показать, что масса шарового баллона мало зависит от начального давления в нем. Действительно, масса шарового баллона $M_{\text{б}}$ со средним диаметром d при плотности материала $\rho_{\text{м}}$ и толщине стенки δ определяется по формуле

$$M_{\text{б}} = \pi d^2 \delta \rho_{\text{м}}. \qquad (9.13)$$

Поскольку толщина стенки баллона находится из соотношения

$$\delta = k\frac{p_{\text{г.нач}}d}{4[\sigma_{\text{в}}]}, \tag{9.14}$$

где k — коэффициент запаса прочности; $[\sigma_{\text{в}}]$ — предел прочности при растяжении, то

$$M_{\text{б}} = \frac{\pi d^3 k\, p_{\text{г.нач}}\rho_{\text{м}}}{4[\sigma_{\text{в}}]}. \tag{9.15}$$

Выразив диаметр через объем шарового баллона

$$d = \sqrt[3]{\frac{6V_{\text{газ}}}{\pi}}$$

и подставив значение d в выражение (9.15), получим

$$M_{\text{б}} = \frac{6k\, p_{\text{г.нач}}\rho_{\text{м}}V_{\text{газ}}}{4[\sigma_{\text{в}}]} = 1{,}5k\frac{p_{\text{г.нач}}\rho_{\text{м}}V_{\text{газ}}}{[\sigma_{\text{в}}]}. \tag{9.16}$$

Подставив в формулу (9.16) значение $V_{\text{газ}}$, определенное выражением (9.11), получим

$$M_{\text{б}} = 1{,}5\frac{\rho_{\text{м}}k\,p_{\text{б}}V_{\text{б}}\dfrac{c_1}{c_2}\,p_{\text{г.нач}}}{[\sigma_{\text{в}}]\left(c_1 p_{\text{г.нач}} - \left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}}\right)\right)},$$

или

$$M_{\text{б}} = 1{,}5\frac{k\,p_{\text{б}}V_{\text{б}}\dfrac{c_1}{c_2}}{\left(c_1 - \dfrac{p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}}}{p_{\text{г.нач}}}\right)}\frac{\rho_{\text{м}}}{[\sigma_{\text{в}}]}. \tag{9.17}$$

Из формулы (9.17) следует, что при заданных давлении и объеме топливных баков $p_{\text{б}}$ и $V_{\text{б}}$ масса баллона зависит только от разности $c_1 - \dfrac{p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}}}{p_{\text{г.нач}}}$ и отношения c_1/c_2. При увеличении $p_{\text{г.нач}}$ эти величины изменяются очень незначительно. Например, если

$$p_{\text{г.кон}} = p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} = 3{,}23 + 0{,}88 = 4{,}11 \text{ МПа},$$

то при изменении $p_{\text{г.нач}}$ от 27,4 до 31,4 МПа величина $M_{\text{б}}$ увеличится менее чем на 1 %.

Таким образом, повышение начального давления в баллоне $p_{\text{г.нач}}$ по существу не влияет на массу баллона и способствует уменьшению его размеров. Однако наибольшее начальное давление в баллоне ограничивается возможностями заправочных средств.

Использование подогрева газа

Для уменьшения необходимого запаса газа в баллоне, а следовательно, и массы баллона можно использовать подогрев вытесняющего газа. Вытесняющий газ подогревают либо в теплообменнике выхлопными газами ТНА (см., например, схему на рис. 6.3), либо теплотой, поступающей на стенки камеры двигателя, либо сжигая твердое или жидкое топливо в специальном генераторе (рис. 9.3).

Определим приближенно необходимый запас газа при подогреве его перед поступлением в баки до заданной температуры $T_{\text{под}}$. Состояние газа в баках при этом можно определить уравнением

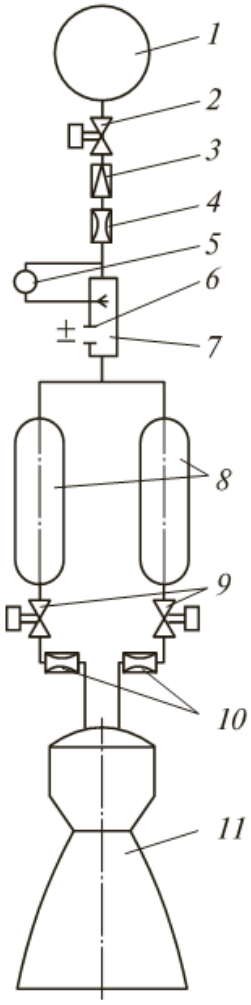


Рис. 9.3. Схема газобаллонной системы подачи с подогревом газа:
1 — аккумулятор давления; *2* — клапан; *3* — редуктор; *4* — дроссель; *5* — бачок с топливом; *6* — свеча; *7* — камера подогрева; *8* — баки; *9* — клапаны; *10* — дроссели; *11* — камера двигателя

$$p_{\text{б}} V_{\text{б}} = m_{\text{б.под}} R T_{\text{под}}. \tag{9.18}$$

Сравнив выражения (9.6) и (9.18), получим

$$m_{\text{б.под}} = m_{\text{б}} \frac{T_{\text{б.кон}}}{T_{\text{под}}}. \tag{9.19}$$

Подставив в равенство (9.8) вместо $m_{\text{б}}$ количество газа в баке, равное $m_{\text{б.под}}$, после преобразований с учетом выражения (9.19) получим

$$V_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{б}} c_1 \dfrac{T_{\text{г.нач}}}{T_{\text{под}}}}{c_1 p_{\text{г.нач}} - \left(p_{\text{б}} + \Delta p_{\text{ред}} \right)}. \tag{9.20}$$

Если газ подогревается путем подвода к нему определенного постоянного количества теплоты ΔQ (например, в теплообменнике), то приближенно, пренебрегая потерями теплоты, температуру газа в баках в конце работы выразим формулой

$$T_{\text{под}} = T_{\text{б.кон}} + \frac{\Delta Q}{m_{\text{б.под}} c_p}. \tag{9.21}$$

При этом $m_{\text{б.под}}$ определяем по формуле (9.19), задаваясь предварительно ориентировочным значением $T_{\text{под}}$. Определив в первом приближении $T_{\text{под}}$, корректируем значение $m_{\text{б.под}}$ и полученное значение $T_{\text{под}}$.

Анализируя формулу (9.20), видим, что подогрев вытесняющего газа дает особенно большой выигрыш при низких начальных температурах газа в баллоне. Например, если газовый аккумулятор давления находится внутри бака с криогенным горючим или окислителем, в частности баллоны с гелием в баках жидкого кислорода первой и второй ступеней ракеты-носителя «Зенит-3», то подогрев гелия может уменьшить его запас в несколько раз.

9.2. Примеры двигательных установок с газобаллонной подачей

В начале практического применения ЖРД, например, в двигательных установках самолетных ускорителей, зенитных ракет, верхних ступеней космических ракет и на космических кораблях (в частности, на ракетах «Эйбл Стар», «Офос» [1]) использовалась газобаллонная система подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Постепенно, по мере развития ракетно-космической техники, газобаллонная (вытеснительная) система подачи топлива стала использоваться только в ЖРД малой тяги (ЖРДМТ), а также в двигательных установках реактивной системы управления космическими летательными аппаратами: всех пилотируемых и транспортных космических кораблей, лунного модуля Apollo, двигательных установок управления многоразовыми космическими комплексами «Space Shuttle»» и «Буран», платформ искусственных спутников, а также межпланетных станций.

Двигательная установка системы ориентации спутника

Из большого количества выполненных установок с вытеснительной подачей в качестве примера рассмотрим схему двигательной установки системы ориентации пилотируемого космического корабля «Меркурий», работающей на продуктах разложения перекиси водорода (см. рис. 9.4). Перекись водорода вытесняется сжатым гелием из баков *13* и поступает в камеры разложения, расположенные непосредственно перед управляющими соплами. В камерах вследствие контакта с катализатором происходит разложение перекиси водорода.

На борту спутника имеются две автономные системы. Первая система (рис. 9.4, *а*) включается автоматически с помощью электроклапанов, связанных с датчиками системы ориентации. Эта система в целях экономии топлива может работать на режимах большой и малой тяги. При режиме большой тяги для управления по тангажу и рысканию работают двигатели *7* и *8* с тягой по 110 Н и для управления по крену — двигатели *10* с тягой 27 Н. На режиме малой тяги для управления по всем трем осям работают двигатели *7*, *8* и *10* с тягой 4,5 Н. Переключение с одного режима на второй происходит автоматически.

Вторая система (рис. 9.4, *б*) может работать в автоматическом режиме и в режиме ручного управления. Для перевода системы с одного режима работы на другой предназначен распределительный клапан *11*, управляемый пилотом. При работе в автоматическом режиме двигатели *7* и *8* работают с тягой 110 Н (для управления по тангажу и рысканию), а двигатели *10* — с тягой 27 Н (для управления по крену). При ручном управлении пилот с помощью дросселей может регулировать тягу двигателей *7* и *8* в диапазоне 18…110 Н и двигателей *10* — в диапазоне 4,5…27 Н.

Двигательная установка космических аппаратов «Союз», «Прогресс»

Рассмотрим упрощенную принципиальную схему двигательной установки С5.80, созданной в КБХМ им. А.М. Исаева (базовый блок объединенной двигательной установки КА «Союз», «Прогресс»)*.

---

* *Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок.* Под ред. Д.А. Ягодникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

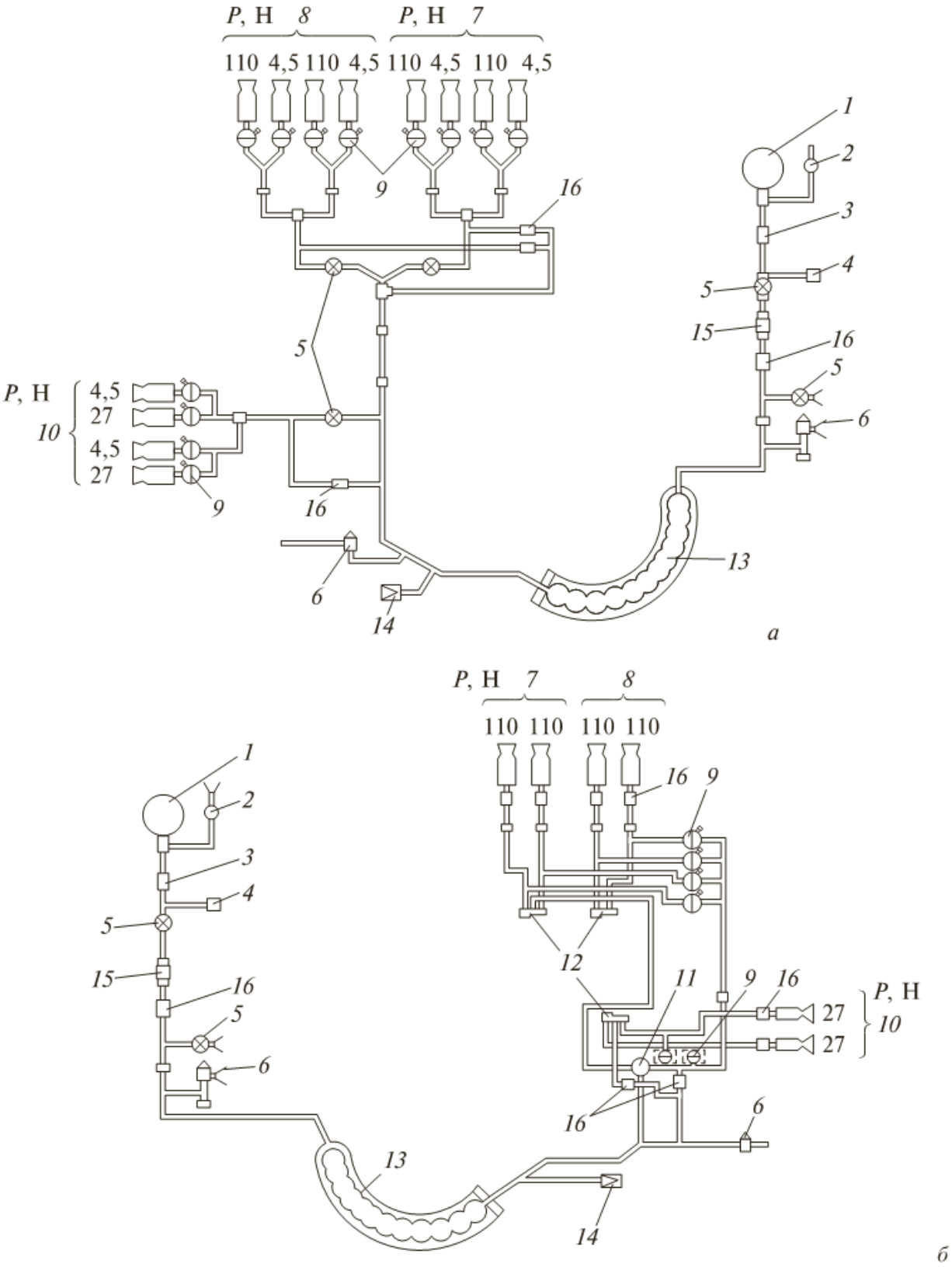


Рис. 9.4. Двигатели системы ориентации пилотируемого корабля «Меркурий»:
а — с автоматическим регулированием тяги; *б* — с автоматическим и ручным регулированием тяги;
1 — баллон со сжатым гелием; *2* — клапан заправки баллона; *3* — фильтр; *4* — манометр; *5* — отсечные клапаны; *6* — предохранительные клапаны; *7* — двигатели управления по тангажу; *8* — двигатели управления по рысканию; *9* — электроклапаны; *10* — двигатели управления по крену; *11* — распределительный клапан; *12* — дроссели; *13* — бак с перекисью водорода; *14* — заправочный клапан бака с перекисью водорода; *15* — редуктор; *16* — обратные клапаны

Базовый блок (ББ) С5.80 обеспечивает питание компонентами топлива (НДМГ — несимметричный диметилгидразин и АТ — азотный тетраоксид) двигатель многократного включения С5.80.1000-0 тягой 3 кН и ряд двигателей малой тяги систем ориентации и коррекции КА, в том числе и двигатели С5.142 тягой 25 Н разработки КБХМ им. А.М. Исаева.

В состав ЖРДУ (рис. 9.5) входят диафрагменные топливные баки окислителя *1* и горючего *8*, шары-баллоны *3* высокого давления (до 35 МПа) с газом наддува, консервационный пусковой пироклапан *4*, электропневмоклапан (ЭПК) *5* высокого давления, редуктор *6*, предохранительный клапан *2*, обратные клапаны *7*, управляемые пускоотсечные клапаны *9* в магистралях подачи компонентов топлива в камеру *10* двигателя.

При запуске ЖРДУ последовательно подается напряжение на контакты пропатрона клапана *4* и на обмотку электропневмоклапана *5*. При открытии клапанов *4* и *5* газ высокого давления из шаров-баллонов *3* поступает на вход редуктора *6*, дросселируется в нем до заданного давления и, открывая обратные клапаны *7*, поступает в полости наддува баков *1* и *8*. Давление газа в полостях наддува баков *1*, *8* повышается. При повышении давления газа за редуктором *6* до давления его настройки редуктор закрывается. Прекращается поступление газа из шаров-баллонов *3* в полости наддува баков *1*, *8*. Через некоторое время система управления (СУ) космического аппарата (КА) снимает напряжение с обмотки электропневмоклапана *5*. Клапан *5* закрывается и разъединяет полости шаров-баллонов *3* от полостей редуктора *6*. Система подачи ЖРДУ готова к работе.

Для запуска двигателя система управления с помощью управляющих ЭПК (на схеме не показаны) открывает пускоотсечные клапаны *9*. Компоненты топлива из баков *1*, *8* поступают в форсуночные полости камеры *10* двигателя. В камере *10* компоненты топлива воспламеняются, сгорают и через сопло истекают в окружающее пространство, создавая силу тяги.

Кроме систем, узлов и агрегатов, приведенных на рис. 9.5, в состав базового блока С5.80 входят заправочные и проверочные горловины; блок электропневмоклапанов, обеспечивающих открытие и закрытие пускоотсечных клапанов двигателя С5.80.1000-0; сильфонные компенсаторы, исключающие перемещение вытеснительной диафрагмы бака при изменении температуры компонента топлива; сигнализаторы давления и датчиковая аппаратура, обеспечивающие контроль за давлением газа и компонентов топлива в магистралях ЖРДУ и передающие соответствующую информацию в систему управления КА и на наземные измерительные пункты, а также другие обслуживающие системы и агрегаты.

Следует отметить, что в конструкции базового блока С5.80, используемого и в составе пилотируемого КА «Союз», наиболее важные системы и агрегаты дублируются. Так, базовый блок содержит две автономные баковые системы с собственными системами наддува баков. Системы наддува отделены одна от другой пироклапанами и могут быть в любой момент работы ББ соединены при их открытии. Продублирована и система пускоотсечных клапанов подачи компонентов топлива в двигатель С5.80.1000-0 и блок электропневмоклапанов, обеспечивающих открытие и закрытие этих пускоотсечных клапанов.

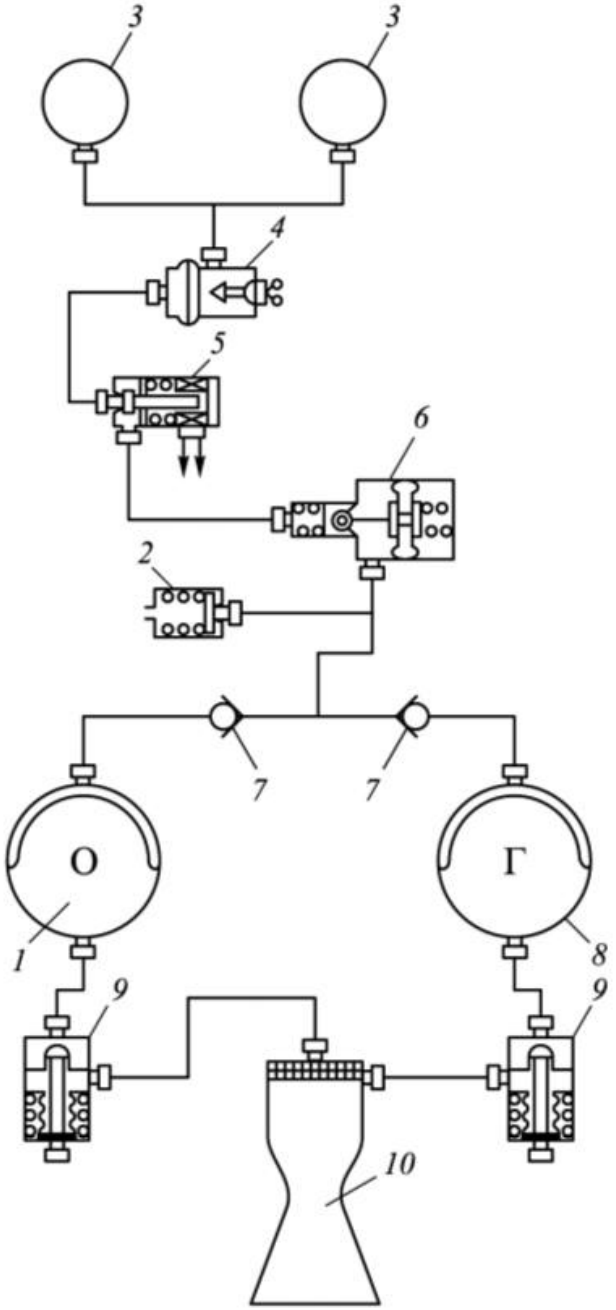


Рис. 9.5. Схема ЖРДУ* с вытеснительной системой подачи компонентов топлива: *1* — бак окислителя; *2* — предохранительный клапан; *3* — шары-баллоны; *4* — пироклапан; *5* — электропневмоклапан; *6* — редуктор; *7* — обратные клапаны; *8* — бак горючего; *9* — пускоотсечные клапаны; *10* — камера

---

* *Агрегаты регулирования жидкостных ракетных двигательных установок.* Под ред. Д.А. Ягодникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

Программа работы двигателя зависит от требуемой баллистической задачи по выводу КА на заданную орбиту или от задачи по спуску КА на Землю и может предусматривать как непрерывный режим работы, так и ряд коротких включений двигателя. При этом в процессе работы двигателя, установленного в карданове подвесе, поворотом его в двух взаимно перпендикулярных плоскостях обеспечивается создание управляющих усилий по каналам тангажа и рыскания.

Постоянство тяги двигателей в рассматриваемой конструкции ЖРДУ с вытеснительной системой подачи компонентов топлива обеспечивается *газовым редуктором*, который поддерживает заданное давление газа на входе в полости наддува топливных баков. Постоянство соотношения расходов компонентов в двигателях обеспечивается *редуктором 6* (см. рис. 9.5) и соответствующей настройкой в процессе гидравлических проливок магистралей подачи компонентов топлива в двигатели и топливных трактов двигателей.

9.3. Редукторы давления газа

Назначение и классификация редукторов

Редукторы давления используют для понижения давления газа, поступающего из баллонов высокого давления. В жидкостных ракетных двигательных установках редукторы давления используются в магистралях подачи топлива и наддува топливных баков.

Редукторы подачи служат для обеспечения подачи компонентов либо непосредственно в камеру сгорания (при газобаллонной системе подачи), либо в газогенератор или ЖАД, которые, в свою очередь, обеспечивают подачу компонентов в камеру сгорания. В этом случае редуктор является одним из основных элементов системы подачи. От точности его работы зависит постоянство расхода компонентов в камеру двигателя, а следовательно, и постоянство режима работы камеры двигателя. Поэтому к точности работы этих редукторов предъявляют очень жесткие требования.

Редукторы наддува служат для обеспечения наддува различных элементов двигательной установки, а также для питания агрегатов системы управления двигательной установки. Точность работы этих редукторов непосредственно не влияет на режим работы камеры двигателя, и поэтому к точности их работы предъявляют менее жесткие требования.

Понижение давления газа в редукторе происходит вследствие дросселирования газа при протекании его из полости высокого давления в полость низкого давления через проходное сечение малой площади, образованное клапаном и его седлом. Сущность дросселирования состоит в том, что в сечении между клапаном и седлом за счет снижения давления газ приобретает большую скорость и энергия давления превращается в кинетическую энергию газа. Попадая в полость низкого давления, газ тормозится; при этом кинетическая энергия его теряется из-за трения в многочисленных завихрениях, сопровождающих торможение газа. Поэтому при таком торможении газа давление его не восстанавливается.

Для идеального газа температура торможения по всему потоку остается неизменной, следовательно, и температура газа в полости низкого давления после торможения газа должна быть равна температуре газа до начала дросселирования. Но так как реальный газ (особенно при низких температурах) не подчиняется законам идеального газа, то при дросселировании происходит изменение температуры. Для большинства газов, в том числе для воздуха и азота, температура газа понижается, для водорода и гелия — повышается.

Величина понижения давления при дросселировании определяется размером дросселирующего отверстия между клапаном и седлом.

При работе редуктора в зависимости от отношения давления на выходе $p_{\text{вых}}$ к давлению на входе $p_{\text{вх}}$ имеют место два режима течения газа через дросселирующее сечение. При

$$\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}} > \delta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

имеет место *докритическое* истечение газа. При $p_{\text{вых}}/p_{\text{вх}} \le \delta_{\text{кр}}$ — истечение *закритическое*.

Основными элементами редуктора давления являются:

а) клапан, обеспечивающий изменение площади дросселирующего сечения (клапан *2* на рис. 9.6 и 9.7);

б) чувствительный элемент, нагруженный, с одной стороны, давлением редуцируемого газа, а с другой — силой давления пружины или управляющего газа.

Свойства редуктора в значительной мере определяются тем, в каком направлении открывается клапан редуктора. По этому признаку редукторы подразделяют на редукторы *прямого* и *обратного* хода.

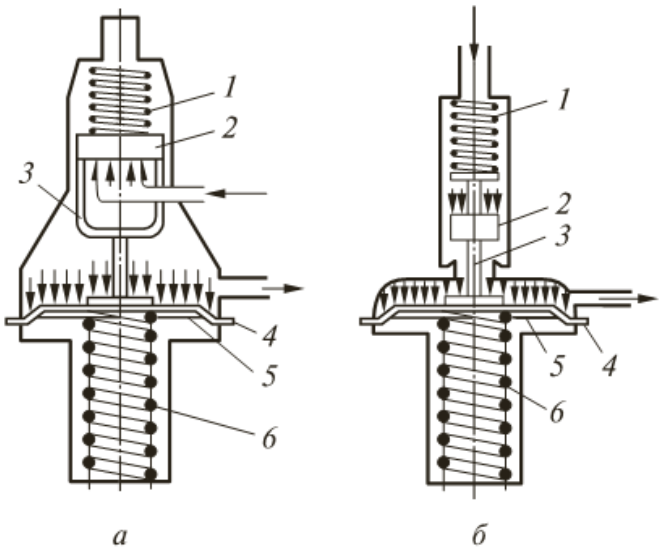


Рис. 9.6. Схема редукторов прямого и обратного хода:
а — редуктор прямого хода; *б* — редуктор обратного хода;
1 — запорная пружина; *2* — клапан; *3* — толкатель; *4* — мембрана; *5* — диск; *6* — основная пружина

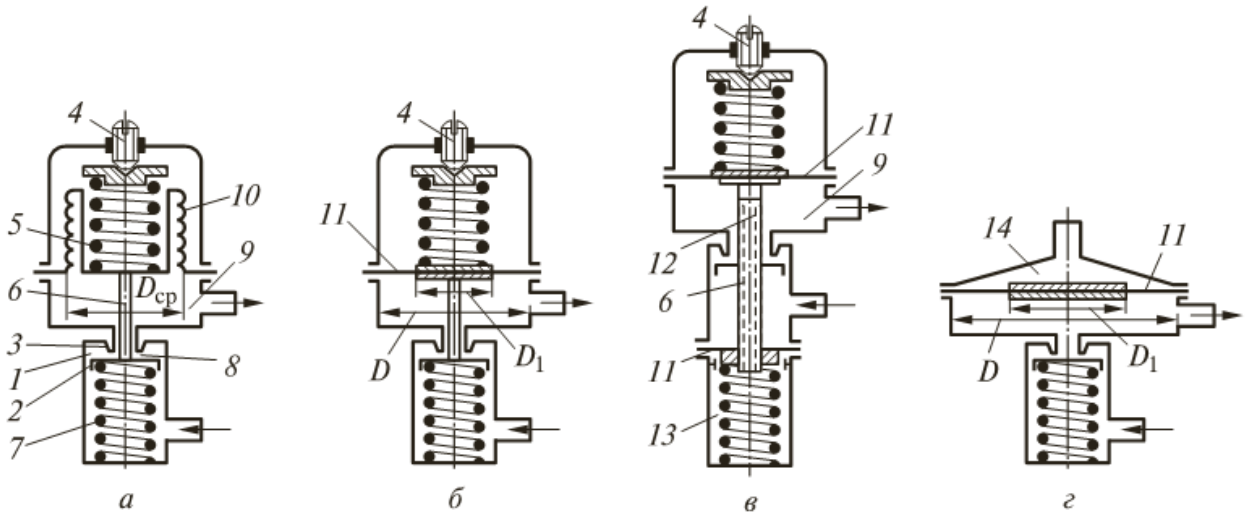


Рис. 9.7. Различные схемы редукторов обратного хода:
а — сильфонных; *б*, *в*, *г* — мембранных;
1 — полость высокого давления; *2* — клапан; *3* — седло клапана; *4* — регулирующий винт; *5* — основная пружина; *6* — шток; *7* — пружина; *8* — дросселирующее сечение; *9* — полость низкого давления; *10* — сильфон; *11* — мембрана; *12* — отверстие (канал); *13* — полость низкого давления над клапаном; *14* — полость газа пневматического привода

В редукторе прямого хода (рис. 9.6, *а*) клапан открывается в направлении усилия, возникающего за счет действия газа высокого давления (по потоку газа). В редукторе обратного хода (рис. 9.6, *б*) клапан открывается против усилия, возникающего за счет действия газа высокого давления (против потока газа).

По типу чувствительного элемента редукторы можно подразделить на сильфонные (рис. 9.7, *а*), мембранные (рис. 9.6, 9.7, *б–г*), плунжерные или поршневые (см. рис. 9.8, *а*, *б*).

Устройство и работа редукторов

На рис. 9.7–9.9 показаны схемы и сечения различных типов редукторов.

Редуктор обратного хода. Когда редуктор не работает, пружина *5* (см. рис. 9.7, *а*; 9.8) находится в свободном состоянии. Газ высокого давления поступает в полость высокого давления *1*; под действием силы давления газа и пружины *7* клапан *2* прижимается к седлу *3*, предотвращая прохождение газа через клапан. При сжатии основной пружины *5* редуктора регулирующим винтом *4* возникает усилие, которое через шток *6* передается на клапан *2*.

Пружина поджимается до того момента, пока сила давления ее станет больше суммарной силы пружины *7*, давления газа в полости высокого давления, прижимающего клапан *2* к седлу *3*, и давления газа в полости низкого давления на рабочую поверхность $F_м$ (сильфона или мембраны). При этом клапан *2* открывается, газ проходит через дросселирующее сечение *5*, давление его падает и газ поступает в полость низкого давления *9*, откуда через выходное отверстие направляется к месту назначения. Чем больше затяжка пружины *5*, тем больше открывается клапан редуктора, тем меньше дросселируется газ, т. е. тем больше будет его давление после редуктора.

В редукторе, показанном на рис. 9.7, *в* и 9.9, полость низкого давления *9* каналом *12* в штоке *6* сообщена с полостью *13*, отделенной от полости высокого

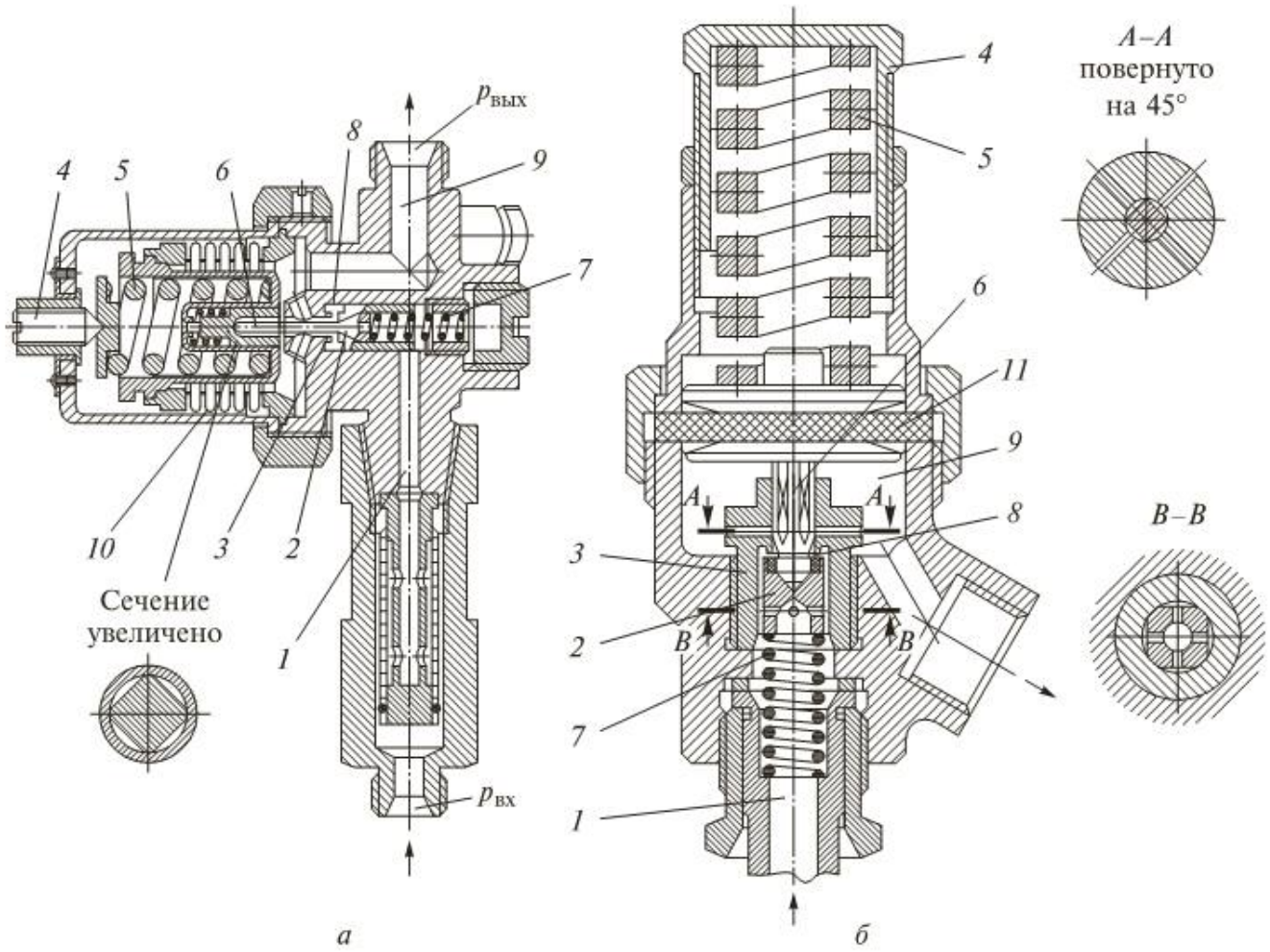


Рис. 9.8. Редукторы обратного хода (обозначения см. на рис. 9.7)

давления мембраной *11*. Таким образом уравновешиваются силы давления газа на клапан *2*, т. е. клапан *2* данного редуктора полностью или частично разгружен от сил давления газа (полностью при равенстве площади поверхностей мембраны *11* и площади клапана *2*).

Редуктор не только уменьшает давление газа до необходимой величины, но и является регулятором, сохраняющим давление на выходе постоянным, несмотря на то что давление на входе в редуктор, т. е. давление в баллоне, все время работы двигательной установки падает.

Действительно, если, например, давление в полости низкого давления *9* возрастет выше заданного, определяемого затяжкой пружины *5*, то сила, действующая на поверхность $F_м$, становится настолько большой, что она преодолевает силу пружины *5*. Тогда шток *6* вместе с клапаном *2* перемещается вверх и проходное сечение уменьшается. Расход газа, поступающего в полость *9*, при этом уменьшается до тех пор, пока давление в ней не станет снова равным заданному.

Если давление в полости *9* станет ниже заданного, то уменьшится сила давления на поверхность $F_м$, действующая против пружины *5*, и пружина со штоком *6* переместится вниз, а вместе с ней переместится и клапан *2*. Вследствие этого проходное сечение увеличится, степень дросселирования газа уменьшится и давление газа в полости *9* снова поднимется до заданного.

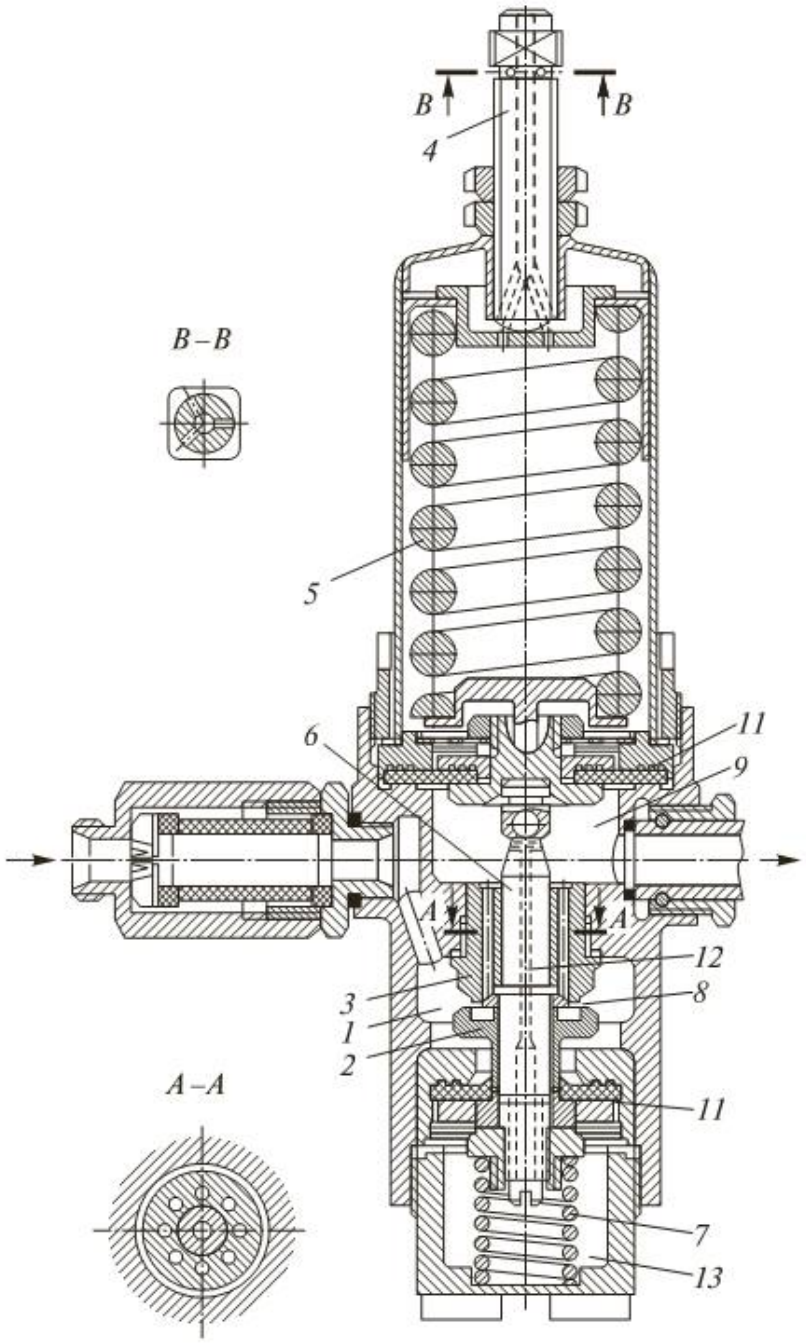


Рис. 9.9. Редуктор (обозначения см. на рис. 9.7)

Редуктор прямого хода. Газ высокого давления входит в полость *3* (рис. 9.10). Дросселирование газа происходит в дросселирующем отверстии *11* между клапаном *5* и седлом клапана *4*. Газ пониженного давления поступает в полость низкого давления *8* и оттуда к потребителю. В редукторе, работающем по схеме, приведенной на рис. 9.10, *а*, клапан *5* разгружен от усилия, действующего на него со стороны пружины *2* и высокого давления в полости *3*, путем установки двух поршней *6*. В полости *3* и *8* над поршнями по каналам *10* и *7* поступает газ, под давлением которого поршни *6* разгружаются.

В редукторах, работающих по схеме, представленной на рис. 9.10, *б*, усилие, действующее на клапан *5* со стороны пружины *2* и давления газа в полости *3*, компенсируется за счет давления на поршень *6*, который штоком *9* жестко связан с клапаном *5*.

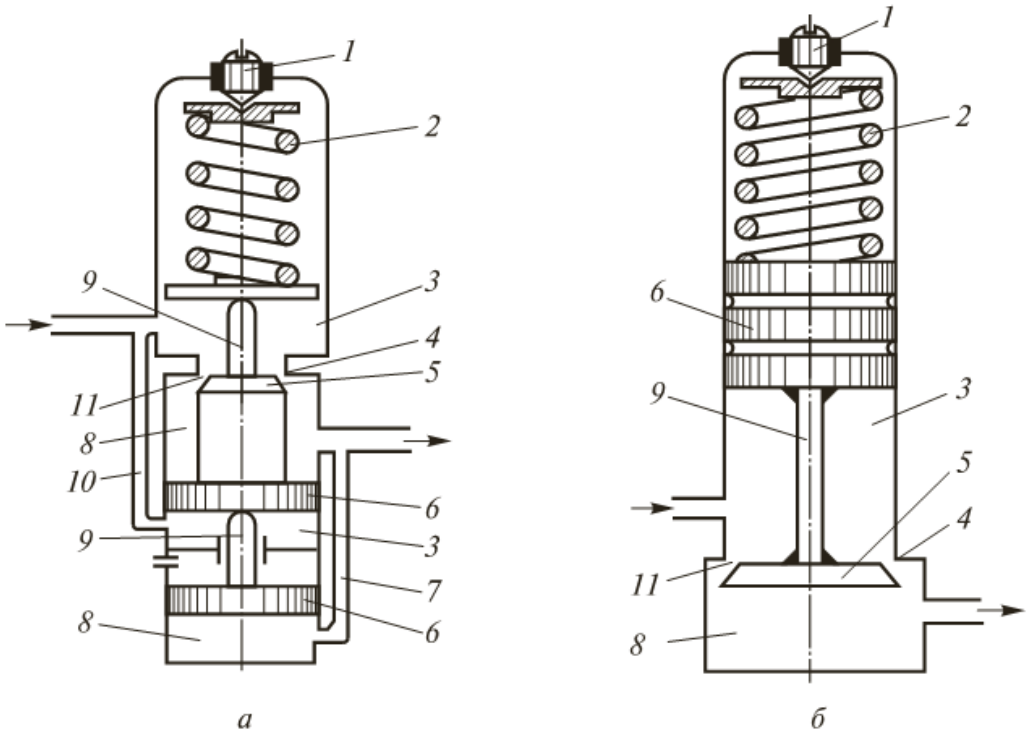


Рис. 9.10. Схемы редукторов прямого хода:
а — с сообщающимися полостями высокого и низкого давлений; *б* — без сообщающихся полостей;
1 — регулировочный винт; *2* — основная пружина; *3* — полость высокого давления; *4* — седло клапана; *5* — клапан; *6* — поршень (плунжер); *7* — канал низкого давления; *8* — полость низкого давления; *9* — шток; *10* — канал высокого давления; *11* — дросселирующее отверстие

Отличие редуктора, изображенного на рис. 9.10, *а*, от редуктора, показанного на рис. 9.10, *б*, заключается в том, что в первом полости высокого и низкого давления *3* и *8* состоят из двух частей, соединенных соответственно каналами *10* и *7*; во втором редукторе этого соединения нет.

Редуктор прямого хода работает следующим образом. В случае превышения давления в полости *8* сверх заданного и установленного путем соответствующей затяжки пружины *2* сила на клапан *5*, действующая вверх, возрастет, при этом клапан *5* поднимется и площадь дросселирующего отверстия уменьшится, что вызовет понижение давления на выходе до заданного. В случае понижения давления в полости *8* клапан *5* будет опускаться, дросселирующее отверстие *11* увеличиваться и давление снова повысится до заданного.

9.4. Характеристики редукторов

Как было показано ранее, редуктор давления газа при правильном его устройстве является регулятором давления газа на выходе. Но, как большинство регуляторов, он работает с некоторой неравномерностью, т. е. при изменении давления на входе в редуктор изменяется давление и на выходе из него.

Зависимость давления на выходе $p_{вых}$ от давления на входе в редуктор $p_{вх}$ называется *характеристикой редуктора*. Зависимость давления на выходе

из редуктора от давления на входе при отсутствии расхода газа будем называть *предельной характеристикой*[*].

Характеристики редуктора обратного хода

Для того чтобы определить характеристики редуктора, т. е. найти зависимость $p_{вых}$ от $p_{вх}$, составим уравнение равновесия подвижных частей редуктора при открытом клапане (см. рис. 9.7 и 9.8). Силы, действующие вниз, будем считать положительными, вверх — отрицательными.

При работе редуктора вниз действует только сила пружины *5*:

$$P_{пр} = Q_2 - k_2 h,$$

где Q_2 — сила давления пружины *5* при закрытом клапане редуктора (Н); k_2 — жесткость пружины *5* (Н/м); h — подъем клапана (м).

Вверх действуют следующие силы.

1. Сила, возникающая от разности давлений на клапан *2*:

$$(p_{вх} - p_{вых})F_{кл},$$

где $F_{кл}$ — площадь поверхности клапана, на которую действует сила разности давления газа высокого давления и редуцированного газа. Для схемы, показанной на рис. 9.11, *а*, имеем

$$F_{кл} = \frac{\pi d_{ср}^2}{4},$$

где $d_{ср} = d_{кл} + \delta$; для схемы, показанной на рис. 9.11, *б*, — $F_{кл} = \dfrac{\pi d_{ср}^2}{4}$, $d_{ср} \approx d_{кл}$.

2. Сила давления на клапан *2* пружины *7* (см. рис. 9.7):

$$-(Q_1 + k_1 h),$$

где Q_1 — сила давления пружины *7* при закрытом клапане (сила предварительной затяжки); k_1 — жесткость пружины *7*.

3. Сила давления газа в полости низкого давления на мембрану или сильфон:

$$-p_{вых}F_м,$$

где $F_м$ — площадь поверхности мембраны или сильфона.

4. Сила, действующая вверх вследствие жесткости мембраны:

$$-k_м h,$$

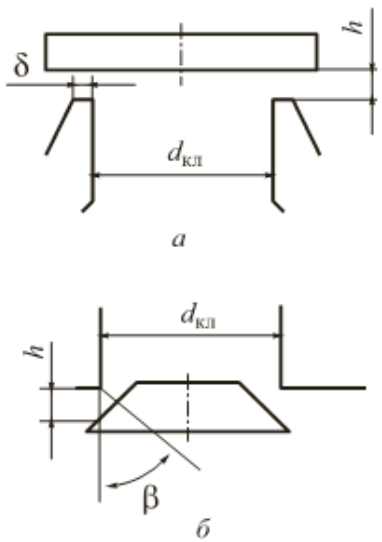


Рис. 9.11. К определению $F_{кл}$ и $F_{дрос}$

[*] Иногда пользуются терминами «динамическая» и «статическая» характеристики. Однако эти названия не соответствуют терминологии, принятой в теории регулирования, и поэтому в определении типа характеристики удобнее использовать принятые выше термины.

где $k_м$ — жесткость мембраны. Эта сила учитывается при установке жестких металлических мембран. В случае установки «мягких», резиновых или пластиковых, мембран жесткость их удобнее учитывать введением вместо $F_м$ приведенной площади мембраны:

$$F_{м.прив} = F_м a_м,$$

где $a_м$ — коэффициент, учитывающий жесткость мембраны (см. § 9.5).

При равновесии редуктора сумма всех этих сил равна нулю, т. е. уравнение равновесия подвижных частей редуктора будет иметь вид

$$(Q_2 - k_2 h) - (p_{вых} - p_{вх})F_{кл} - (Q_1 + k_1 h) - p_{вых}F_м - k_м h = 0. \qquad (9.22)$$

Обозначив

$$k = k_1 + k_2 + k_м, \qquad (9.23)$$

получим

$$p_{вых} = \frac{1}{F_м - F_{кл}}\left((Q_2 - Q_1) - p_{вх}F_{кл} - kh\right). \qquad (9.24)$$

Подъем клапана h связан с расходом газа, протекающего через дросселирующее сечение редуктора.

Площадь дросселирующего сечения вычисляется по формуле

$$F_{дрос} = \pi d_{ср} h_x, \qquad (9.25)$$

где h_x определяется в зависимости от конструкции клапана. При схеме клапана, представленной на рис. 9.11, *а*, $h_x = h$; при схеме, приведенной на рис. 9.11, *б*,

$$h_x = h\cos\beta.$$

В дальнейшем для простоты анализа будем рассматривать клапан схемы, показанной на рис. 9.11, *а*. В случае клапана, выполненного по схеме 9.11, *б*, порядок изложения не меняется.

Расход газа через редуктор определяется по формуле

$$\dot{m} = \mu w_{вых} F_{дрос} \rho_{вых}, \qquad (9.26)$$

где $w_{вых}$ и $\rho_{вых}$ — соответственно скорость истечения и плотность газа на выходе из дросселирующего сечения; μ — коэффициент расхода.

Подставив в выражение (9.26) известные из газодинамики значения $w_{вых}$ и $\rho_{вых} = \rho_{вх}\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$, после простых преобразований получим следующие уравнения, определяющие расход газа.

1. *При докритическом течении*

$$\dot{m} = \mu\pi d_{ср} h \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{p_{вх}}{v_{вх}}\left[\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}. \qquad (9.27)$$

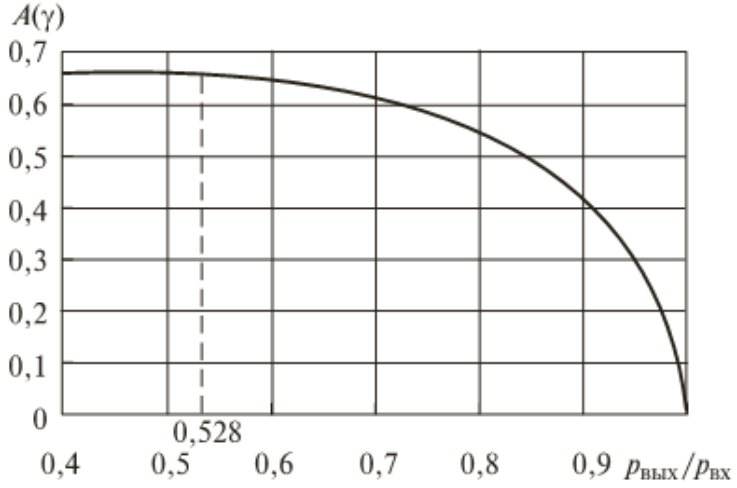


Рис. 9.12. Зависимость $A(\gamma) = f(p_{вых}/p_{вх})$ при $\gamma = 1{,}4$

По уравнению состояния удельный объем вычисляется по формуле

$$v_{вх} = \frac{RT_{вх}}{p_{вх}}.$$

Подставив в уравнение (9.27) выражение для удельного объема, получим

$$\dot{m} = \mu\pi d_{ср} h \frac{p_{вх}}{\sqrt{RT_{вх}}} \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}. \qquad (9.28)$$

Введя обозначение

$$A(\gamma) = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}, \qquad (9.29)$$

получим

$$\dot{m} = \mu\pi d_{ср} h \frac{p_{вх}}{\sqrt{RT_{вх}}} A(\gamma). \qquad (9.30)$$

Значения $A(\gamma)$ в зависимости от $p_{вых} / p_{вх}$ при $\gamma = 1{,}4$ приведены на рис. 9.12. Выражение (9.30) можно переписать в виде

$$\dot{m} = A d_{ср} h \frac{p_{вх}}{\sqrt{RT_{вх}}}, \qquad (9.31)$$

где

$$A = \mu\pi A(\gamma). \qquad (9.32)$$

Отсюда находим подъем клапана при докритическом течении:

$$h_{\text{д}} = \frac{\dot{m}}{Ad_{\text{ср}} \dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}}. \tag{9.33}$$

2. *При сверхкритическом течении*

$$\dot{m} = \mu\pi d_{\text{ср}} h \frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}} \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma+1}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{2}{\gamma-1}}}, \tag{9.34}$$

или

$$\dot{m} = Ad_{\text{ср}} \frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}} h, \tag{9.35}$$

где $A = \mu\pi A(\gamma)$. Здесь

$$A(\gamma) = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma+1}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{2}{\gamma-1}}}. \tag{9.36}$$

Отсюда находим подъем клапана при сверхкритическом течении:

$$h_{\text{с}} = \frac{\dot{m}}{Ad_{\text{ср}} \dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}}. \tag{9.37}$$

Таким образом, при любом режиме истечения газа через клапан (докритическом или сверхкритическом) перемещение клапана определяется формулой

$$h = \frac{\dot{m}}{Ad_{\text{ср}} \dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}}. \tag{9.38}$$

При этом, однако, величина $A(\gamma)$ для докритического течения газа определяется формулой (9.29); при сверхкритическом течении $A(\gamma)$ — величина постоянная и определяется формулой (9.36).

Подставив выражение (9.38), определяющее h, в уравнение (9.24), получим уравнение характеристики редуктора:

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}} \left(Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} F_{\text{кл}} - k \frac{\dot{m}}{Ad_{\text{ср}} \dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}} \right). \tag{9.39}$$

При расходе газа через редуктор, когда $\dot{m} \to 0$, получим уравнение предельной характеристики:

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}}\left(Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} F_{\text{кл}}\right), \tag{9.40}$$

или

$$p_{\text{вых}} = \frac{Q_2 - Q_1}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}} - \frac{p_{\text{вх}} F_{\text{кл}}}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}}, \tag{9.41}$$

т. е. уравнение прямой. Протекание характеристики показано на рис. 9.13. Мы видим, что при $\dot{m} \to 0$ с уменьшением давления на входе давление на выходе несколько возрастает. Такой вид предельной характеристики типичен для редукторов обратного хода и, как мы увидим далее, очень часто имеет место и в редукторах прямого хода.

Очевидно, что предельная характеристика, получаемая из выражения (9.41), имеет смысл только до точки M (см. рис. 9.13), так как из равенства (9.41) следует, что левее точки M давление на выходе $p_{\text{вых}}$ становится больше давления на входе $p_{\text{вх}}$, что невозможно.

Таким образом, в случае $\dot{m} \to 0$ (бесконечно малый расход) при $p_{\text{вх}} < p_{\text{вых}}$ редуктор уже не является регулятором. Клапан редуктора открыт полностью до $h_{\max}$, и через него происходит сброс давления газа из баллона. Так как при бесконечно малом расходе потери на сопротивление равны нулю, то $p_{\text{вых}} = p_{\text{вх}}$ на участке OM, т. е. предельная характеристика пройдет через начало координат под углом 45°.

Рассмотрим, какой вид будет иметь характеристика редуктора при некотором конечном расходе газа. Как следует из уравнения (9.39), при расходе газа на вид характеристики влияет еще третий член уравнения, причем его влияние на изменение $p_{\text{вых}}$ обратно влиянию второго члена. По мере уменьшения $Ap_{\text{вх}} / \sqrt{RT_{\text{вх}}}$ влияние третьего члена увеличивается и характеристика все более отличается от предельной характеристики.

Так же, как и предельная характеристика, характеристика редуктора при расходе газа подчиняется уравнению (9.39) только до определенного давления на входе $p_{\text{вх}}$, несколько большего, чем $p_{\text{вых}}$. Как видно из уравнений (9.38)

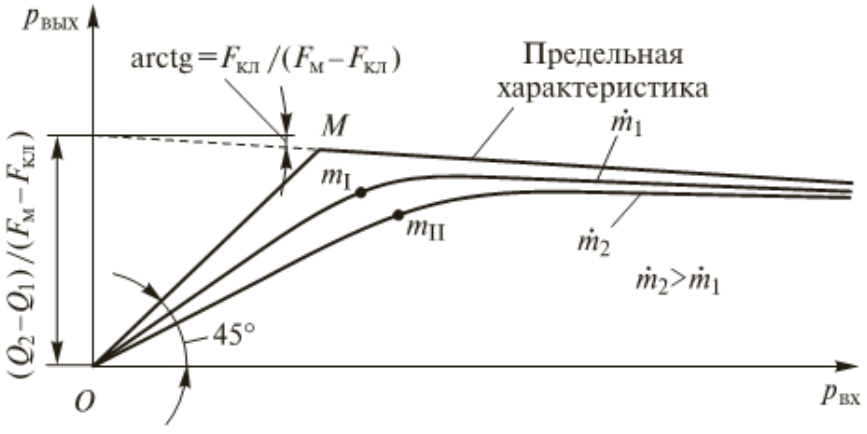


Рис. 9.13. Характеристики редуктора

и (9.29), при значениях $p_{вх}$, близких к $p_{вых}$, в связи с резким уменьшением A для сохранения заданного расхода $\dot{m}$ необходимо увеличивать значение $F_{дрос}$, т. е. увеличивать h. Наибольший целесообразный подъем клапана $h = h_{max}$ определяется тем условием, что площадь $F_{дрос}$ не имеет смысла делать большей, чем площадь проходного сечения клапана $F_{кл}$. Следовательно, после открытия клапана до h_{max} редуктор перестает быть регулирующим органом (точка m на характеристике). При этом в случае дальнейшей подачи газа через редуктор клапан редуктора открыт полностью и с уменьшением $p_{вх}$ соответственно уменьшается $p_{вых}$ и расход газа $\dot{m}$. Характеристика редуктора от точки m является уже характеристикой с переменным расходом и направлена в начало координат. Определим наибольший целесообразный подъем клапана h_{max} для простейшей схемы, показанной на рис. 9.11, *а*. Поскольку $F_{дрос\,max} = F_{кл}$, то

$$\pi d_{ср} h_{max} = \frac{\pi d_{кл}^2}{4}. \tag{9.42}$$

Полагая $d_{кл} \approx d_{ср}$, получим

$$h_{max} = \frac{d_{кл}}{4}. \tag{9.43}$$

Аналогично можно получить величину h_{max} и для других схем клапанов.

Подставляя h_{max} в формулу (9.38), находим выражение для определения $p_{вх\,min}$, до значения которого справедливо уравнение (9.39):

$$h_{max} = \frac{\dot{m}}{A d_{ср} \dfrac{p_{вх\,min}}{\sqrt{RT_{вх}}}}. \tag{9.44}$$

Чем больше расход газа через редуктор, тем (при прочих равных условиях) больше влияние третьего члена в уравнении (9.39) на характеристику.

Характеристики редуктора при различных расходах $\dot{m}$ как бы вписываются в характеристику при $\dot{m} \to 0$. Таким образом, смысл характеристики при $\dot{m} \to 0$ состоит в том, что она является предельной характеристикой семейства характеристик редуктора при различных расходах.

Характеристики редуктора прямого хода

Уравнение равновесия подвижных частей редуктора (см. рис. 9.10, *б*) составляется аналогично уравнению (9.22) и имеет вид

$$Q - kh + p_{вх}(F_{кл} - F_{п}) - F_{кл} p_{вых} = 0, \tag{9.45}$$

где $F_{п}$ — площадь поверхности поршня (плунжера). (Аналогичное уравнение получилось бы и для редуктора, работающего по схеме, представленной на рис. 9.10, *а*.)

После несложных преобразований с учетом уравнения (9.38) получим уравнение характеристики

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{кл}}}\left(Q - p_{\text{вх}}\left(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}}\right) - k\frac{\dot{m}}{Ad_{\text{ср}}\dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}}\right). \qquad (9.46)$$

Из сопоставления полученного уравнения с уравнением (9.39) видно, что их структура одинакова, однако при втором члене уравнения появился множитель $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$. Варьируя значение разности площадей поршня и клапана $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$, можно обеспечить получение характеристики, наиболее приближающейся к потребной.

Рассмотрим поведение предельной характеристики (рис. 9.14). Уравнение предельной характеристики получаем из выражения (9.46) при $\dot{m} \to 0$:

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{кл}}}\left(Q - p_{\text{вх}}\left(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}}\right)\right). \qquad (9.47)$$

В зависимости от величины $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$ предельная характеристика будет иметь различный наклон.

При $F_{\text{п}} > F_{\text{кл}}$ предельная характеристика будет иметь вид OMN_{I}. При $F_{\text{п}} = F_{\text{кл}}$ второй член равен нулю и предельная характеристика на участке MN_{II} параллельна оси абсцисс. При $F_{\text{п}} < F_{\text{кл}}$ изменится знак воздействия второго члена

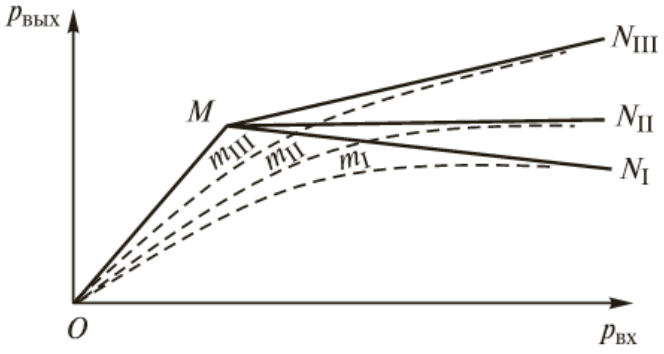


Рис. 9.14. Влияние разности площадей $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$ на характеристику

и предельная характеристика пройдет по ломаной OMN_{III}. Очевидно, что при предельных характеристиках OMN_{III} и OMN_{II} характеристика при каком-либо расходе $\dot{m}$ будет убывающей по кривым $Om_{\text{III}}N_{\text{III}}$ или $Om_{\text{II}}N_{\text{II}}$ (т. е. с уменьшением $p_{\text{вх}}$ давление $p_{\text{вых}}$ также уменьшается). Большую возможность использования газа в баллоне высокого давления дает характеристика вида $Om_{\text{I}}N_{\text{I}}$, т. е. нам выгодно иметь некоторую положительную разность площадей $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$.

Характеристика редуктора (9.46) так же, как и характеристика, соответствующая уравнению (9.39), следует уравнению только до определенного значения $p_{\text{вх min}}$, соответствующего полному открытию дросселирующего сечения. При дальнейшей подаче газа мы получим характеристику с переменным расходом (участки Om_{I}, Om_{II}, Om_{III}).

Уравновешивание редукторов

В рассмотренном выше примере наличие поршня, жестко связанного с клапаном, как бы разгружало клапан от воздействия сил давления на входе. Такие редукторы называют *уравновешенными*.

Проведенный выше анализ редуктора прямого хода, работающего по схеме, представленной на рис. 9.10, *б*, показывает, что уравновешивание улучшает характеристику редуктора. При $F_{\text{п}} = F_{\text{кл}}$ мы имеем полное уравновешивание, однако для получения лучшей характеристики нам выгодно оставлять некоторую неуравновешенность клапана. Уравновешивание применяется и в редукторах обратного хода. Пример уравновешенного редуктора обратного хода, работающего по схеме, приведенной на рис. 9.7, *в*, показан на рис. 9.9. Уравновешивание клапана достигается постановкой дополнительной мембраны *11* площадью $F_{\text{м.д}}$ и сообщением с помощью канала *12* полости низкого давления с полостью *13*. Уравнение характеристики такого редуктора имеет вид

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{м}} - \left(F_{\text{м.д}} - F_{\text{кл}}\right)} \left(Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} \left(F_{\text{кл}} - F_{\text{м.д}}\right) - k \frac{\dot{m}}{A \dfrac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}} \right), \qquad (9.48)$$

где Q_2 и Q_1 — затяжки основной пружины *5* и пружины клапана *7*; k — суммарная жесткость пружин и мембран.

Варьируя разность площадей ($F_{\text{кл}} - F_{\text{м.д}}$), можно обеспечить желательное изменение предельной и основной характеристик аналогично характеристике, приведенной на рис. 9.14.

Использование запаса газа в баллоне

Как бы удачно ни был спроектирован редуктор, получить такую характеристику его работы, по которой давление на выходе оставалось бы неизменным (в пределах точности работы редуктора) вплоть до равенства давлений на входе и на выходе, невозможно.

Всегда при каком-то $p_{\text{вх min}} > p_{\text{вых}}$ давление $p_{\text{вых}}$ начинает уменьшаться. Таким образом, мы не можем использовать весь запас газа в баллоне. Количество недоиспользованного запаса газа определяется величиной

$$\Delta p_{\text{ред}} = p_{\text{вх min}} - p_{\text{вых}}. \qquad (9.49)$$

Величину $\Delta p_{\text{ред}}$ можно определить из графика характеристики редуктора (рис. 9.15). Чем меньше $\Delta p_{\text{ред}}$, тем лучше использование запаса газа из баллона.

Идеальной характеристикой любого редуктора являлась бы характеристика, по которой при заданном постоянном расходе $\dot{m}$ независимо от изменения давления на входе $p_{\text{вх}}$ обеспечивалось бы неизменное давление на выходе $p_{\text{вых}}$. Выше было показано, что на протекание характеристики влияют второй и третий члены уравнения характеристики (9.39) или (9.46). Поскольку с изменением $p_{\text{вх}}$ эти члены изменяются по разным законам, очевидно,

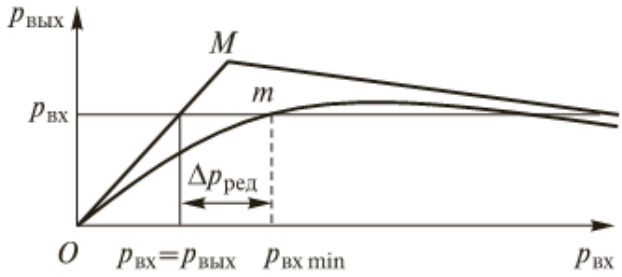


Рис. 9.15. К определению $\Delta p_{ред}$

получить характеристику с неизменным $p_{вых}$ (идеальную характеристику) нельзя, поэтому задача состоит в том, чтобы получить характеристику, возможно более близкую к идеальной. Для этого конструктивные элементы редуктора (мембрана, пружина, поршень и т. д.) и размеры клапанов должны быть подобраны так, чтобы изменение упругих сил действия пружин и мембраны (последний член уравнения) наилучшим образом компенсировало действие сил давления.

Рассмотрим, как влияют различные параметры работы редуктора на его характеристику.

Влияние изменения давления на входе $p_{вх}$ на изменение $p_{вых}$

Рассмотрим, во-первых, как влияет изменение давления на входе $p_{вх}$ на отклонение $p_{вых}$ от заданного номинального значения $p_{вых\,0}$, т. е. на величину

$$\Delta p_{вых} = p_{вых} - p_{вых\,0}. \tag{9.50}$$

Очевидно, что величина $\Delta p_{вых}$ определяет качество нашей характеристики. Наиболее желательной является характеристика, для которой $\Delta p_{вых}$ равно или близко к нулю.

Для этого составим уравнение характеристики для какого-либо фиксированного значения давления на входе $p_{вх\,0}$, при котором давление на выходе равно $p_{вых\,0}$ (в дальнейшем, для конкретности, будем рассматривать уравнение характеристики (9.39) как более общее, хотя весь анализ, разумеется, справедлив для характеристики любого редуктора):

$$p_{вых\,0} = \frac{1}{F_м - F_{кл}}\left(Q_2 - Q_1 - p_{вх\,0}F_{кл} - k\frac{\dot{m}}{Ad_{ср}\dfrac{p_{вх\,0}}{\sqrt{RT_{вх\,0}}}} \right). \tag{9.51}$$

Для определения $\Delta p_{вых}$ вычтем почленно уравнение (9.51) из уравнения (9.39); тогда получим

$$\Delta p_{вых} = \frac{1}{F_м - F_{кл}}\left(\left(p_{вх\,0} - p_{вх} \right)F_{кл} - \frac{k\dot{m}}{Ad_{ср}}\left(\frac{1}{\dfrac{p_{вх}}{\sqrt{RT_{вх}}}} - \frac{1}{\dfrac{p_{вх\,0}}{\sqrt{RT_{вх\,0}}}} \right) \right), \tag{9.52}$$

или

$$\Delta p_{\text{вых}} = \Delta p_{\text{вых }1} - \Delta p_{\text{вых }2}, \tag{9.53}$$

где

$$\Delta p_{\text{вых }1} = \frac{\left(p_{\text{вх }0} - p_{\text{вх}}\right) F_{\text{кл}}}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}}, \tag{9.54}$$

$$\Delta p_{\text{вых }2} = \frac{k\dot{m}}{A(F_{\text{м}} - F_{\text{кл}})d_{\text{ср}}} \left(\frac{1}{\frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}} - \frac{1}{\frac{p_{\text{вх }0}}{\sqrt{RT_{\text{вх }0}}}} \right). \tag{9.55}$$

Рассмотрим изменение $\Delta p_{\text{вых}}$ при изменении $p_{\text{вх}}$.

1. *Влияние изменения* $p_{\text{вх}}$ *на* $\Delta p_{\text{вых }1}$. Уравнение (9.54) является уравнением прямой. При $p_{\text{вх}} = p_{\text{вх }0}$ имеем

$$\Delta p_{\text{вых }1} = 0;$$

при $p_{\text{вх}} = p_{\text{вх min}}$ имеем

$$\Delta p_{\text{вых }1} = \frac{\left(p_{\text{вх }0} - p_{\text{вх min}}\right)}{F_{\text{м}} - F_{\text{кл}}} F_{\text{кл}}.$$

Зависимость $\Delta p_{\text{вых }1} = f(p_{\text{вх}})$ показана на рис. 9.16 прямой *anb*.

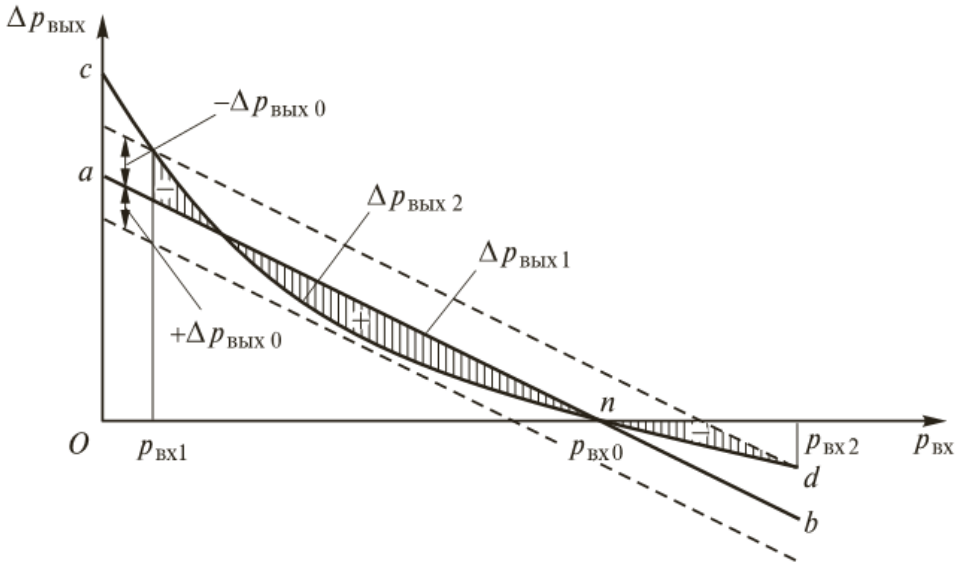


Рис. 9.16. Влияние изменения $p_{\text{вх}}$ на $\Delta p_{\text{вых}}$

2. *Влияние изменения* $p_{\text{вх}}$ *на* $\Delta p_{\text{вых }2}$. При $p_{\text{вх}} = p_{\text{вх }0}$ имеем

$$\Delta p_{\text{вых }2} = 0;$$

при $p_{\text{вх}} = p_{\text{вх min}}$ имеем

$$\Delta p_{\text{вых }2} = \frac{k\dot{m}}{A(F_{\text{м}} - F_{\text{кл}})d_{\text{ср}}}\left(\frac{1}{\frac{p_{\text{вх min}}}{\sqrt{RT_{\text{вх min}}}}} - \frac{1}{\frac{p_{\text{вх }0}}{\sqrt{RT_{\text{вх }0}}}}\right);$$

при $p_{\text{вх}} \to \infty$

$$\Delta p_{\text{вых }2} \to -\frac{k\dot{m}}{(F_{\text{м}} - F_{\text{кл}})d_{\text{ср}}}\frac{1}{A\frac{p_{\text{вх }0}}{\sqrt{RT_{\text{вх }0}}}}.$$

Зависимость $\Delta p_{\text{вых }2} = f(p_{\text{вх}})$ показана на рис. 9.16 кривой *cnd*. Так как в уравнении (9.53) знаки воздействия $\Delta p_{\text{вых }1}$ и $\Delta p_{\text{вых }2}$ на величину $\Delta p_{\text{вых}}$ противоположны, то очевидно, что заштрихованная область между линиями *cnd* и *anb* является в соответствующем масштабе эпюрой изменения $\Delta p_{\text{вых}} = \Delta p_{\text{вых }1} - \Delta p_{\text{вых }2}$. Давление на выходе из редуктора $p_{\text{вых}}$ задается с определенным допуском $\Delta p_{\text{вых }0}$ на отклонение от заданного:

$$p_{\text{вых}} = p_{\text{вых }0} \pm \Delta p_{\text{вых }0}. \tag{9.56}$$

Величина $\Delta p_{\text{вых }0}$ определяется требованиями к работе редуктора. Заданный допуск на отклонение $p_{\text{вых}}$ от $p_{\text{вых }0}$ для данного редуктора определяет наибольшее $p_{\text{вх }2}$ и наименьшее $p_{\text{вх }1}$ давления на входе, при которых работа редуктора удовлетворяет предъявляемым требованиям. Для редуктора прямого хода, работающего по схеме, показанной на рис. 9.10, имеем

$$\Delta p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{кл}}}\left(\left(p_{\text{вх }0} - p_{\text{вх}}\right)\left(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}}\right) - \frac{k\dot{m}}{Ad_{\text{ср}}}\left(\frac{1}{\frac{p_{\text{вх}}}{\sqrt{RT_{\text{вх}}}}} - \frac{1}{\frac{p_{\text{вх }0}}{\sqrt{RT_{\text{вх }0}}}}\right)\right). \tag{9.57}$$

Анализ этого уравнения, аналогичный приведенному выше анализу уравнения (9.54), показывает, что и в этом случае влияние $p_{\text{вх}}$ на $\Delta p_{\text{вых}}$ выражается графиком, представленным на рис. 9.15, только в другом масштабе.

Влияние площади поверхности чувствительного элемента (мембраны, сильфона, плунжера)

Для редуктора, работающего по схеме, показанной на рис. 9.6, это влияние очевидно: чем больше величина $F_{\text{м}}$, тем при прочих равных условиях меньше значения $\Delta p_{\text{вых}}$ (9.52). Таким образом, увеличение $F_{\text{м}}$ повышает точность работы редуктора или при заданной точности увеличивает допустимый диапазон давлений газа $p_{\text{вх }2}$—$p_{\text{вх }1}$, при котором редуктор обеспечивает заданное давление на выходе, т. е. улучшает использование запаса газа в баллоне. Для редукторов, работающих по схеме, приведенной на рис. 9.10, влияние площади поршня или плунжера сказывается через разность $(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}})$ в уравнении (9.57).

Влияние размеров клапана редуктора

Для редукторов, работающих по схеме, показанной на рис. 9.7, влиянием изменения $F_{кл}$ на величину $(F_м - F_{кл})$ в уравнении (9.52) можно пренебречь, так как для таких схем $F_{кл} << F_м$. Влияние размеров клапана на $\Delta p_{вых}$ (или $p_{вых}$) отражается через влияние $F_{кл}$ на $\Delta p_{вых\ 1}$ (9.54) и $d_{ср}$ на $\Delta p_{вых\ 2}$ (9.55). С увеличением $F_{кл}$ зависимость $\Delta p_{вых\ 1} = f(F_{кл})$ будет иметь бóльший угол наклона (рис. 9.17). С увеличением $d_{ср}$ изменение $\Delta p_{вых\ 2}$ соответствует кривой $c'nd'$.

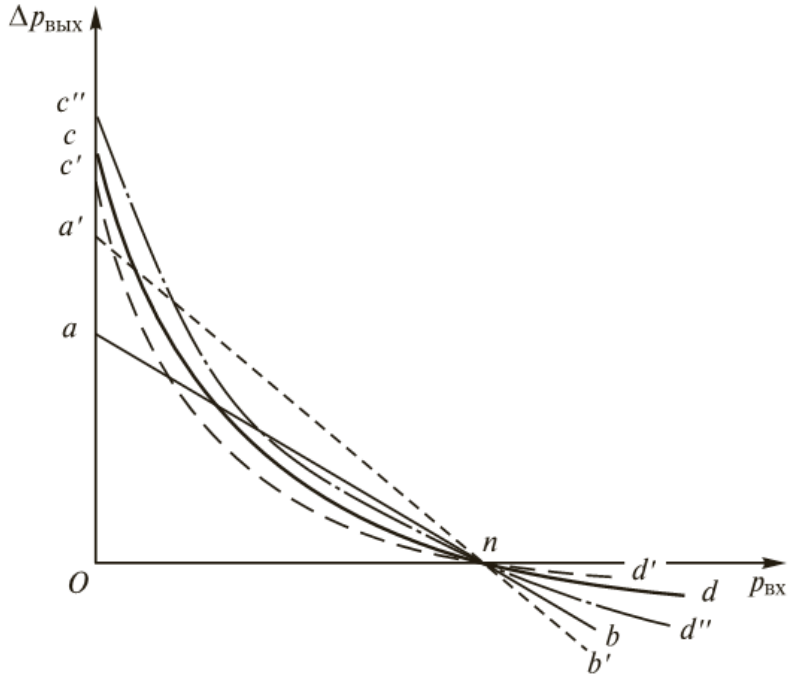


Рис. 9.17. Влияние размеров клапана редуктора и жесткости пружин и мембран на $\Delta p_{вых}$

Значения $\Delta p_{вых} = \Delta p_{вых\ 1} - \Delta p_{вых\ 2}$ с увеличением $d_{кл}$ (или $d_{ср}$) возросли, т. е. повысилось значение наибольшего отклонения давления на выходе от номинального значения $p_{вых\ 0}$; точность работы редуктора ухудшилась. Следовательно, в редукторе обратного хода уменьшение размеров клапана повышает точность его работы.

Для редукторов, работающих по схеме, приведенной на рис. 9.10, влияние изменения размеров клапана отражается через множитель $1/F_{кл}$ в уравнении (9.57) и через влияние $d_{ср}$ во втором члене уравнения (9.57). Изменение $F_{кл}$ в первом члене уравнения (9.57) не влияет на $\Delta p_{вх}$, так как с изменением $F_{кл}$ для улучшения характеристики необходимо соответственно изменять и $F_п$. Главное влияние размеров клапана на $\Delta p_{вх}$ оказывает множитель $1/F_{кл}$: чем больше $F_{кл}$, тем меньше $\Delta p_{вых}$. Следовательно, точность работы редукторов, работающих по схеме, показанной на рис. 9.10, с увеличением размеров клапана возрастает.

Влияние жесткости пружин и мембраны

Влияние жесткости на $\Delta p_{вых}$ отражается вторым членом уравнения (9.52) или (9.57). С увеличением k изменение $\Delta p_{вых\ 2}$ соответствует кривой $c''nd''$.

При этом, как следует из рис. 9.16, наибольшее положительное отклонение $\Delta p_{\text{вых}}$ уменьшится.

9.5. Расчет редуктора

Главное требование, предъявляемое к редуктору, состоит в том, чтобы давление газа на выходе из редуктора оставалось в заданных пределах постоянным и не зависело от давления на входе. Поэтому расчет редуктора заключается в подборе таких размеров конструктивных элементов, при которых в наибольшей степени взаимно компенсировалось бы влияние второго и третьего членов уравнения характеристики редуктора. В некоторых пневмогидравлических системах к редуктору предъявляется еще требование герметичности закрытия дросселирующего сечения.

При проектировании редуктора необходимо определить или подобрать следующие величины:

а) размеры дросселирующего сечения и клапана редуктора;

б) необходимые усилия пружин и их жесткость;

в) размеры мембраны или сильфона, плунжера, поршня и их жесткость или приведенную поверхность.

Если клапан уравновешивается, то необходимо определить степень неуравновешенности как разность площадей ($F_{\text{п}} - F_{\text{кл}}$) или ($F_{\text{кл}} - F_{\text{м.д}}$).

Расчет редуктора проводим в следующем порядке.

1. Определяем размеры дросселирующего сечения и клапана.

2. Определяем силу затяжки пружин редуктора и размеры мембраны, сильфона или плунжера.

3. Зная усилия пружин и размеры мембран, определяем размеры пружин и жесткость пружин и мембран.

4. По уравнению характеристики проверяем, удовлетворяет ли редуктор заданным условиям работы.

Определение размеров дросселирующего сечения и клапана

Расчетным режимом для определения размеров дросселирующего сечения будет режим, при котором размер дросселирующего сечения, открываемого клапаном, должен быть наибольшим. Такой режим имеет место при окончании работы редуктора. В этот момент давление газа $p_{\text{вх min}}$, поступающего в редуктор, будет наименьшим за весь период работы редуктора, а его удельный объем — наибольшим. Скорость протекания газа через дросселирующее сечение в этот период будет наименьшей, так как наименьшим будет перепад давлений. При этом давление газа на входе согласно выражению (9.49) определяется по формуле

$$p_{\text{вх min}} = p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{ред}}.$$

Определим величину $\Delta p_{\text{ред}}$:

— при больших давлениях на выходе (например, при газобаллонной подаче)

$$\Delta p_{\text{ред}} = (0{,}25...0{,}5)\, p_{\text{вых}};$$

— при малых $p_{\text{вых}}$ (например, при наддуве баков)

$$\Delta p_{\text{ред}} = (2\ldots10) p_{\text{вых}}.$$

Площадь дросселирующего сечения определяем по уравнению (9.25) (при $h_x = h$):

$$F_{\text{дрос}} = \pi d_{\text{ср}} h.$$

Подставив в эту формулу h из уравнения (9.33), с учетом равенства (9.32) получим расчетную формулу

$$F_{\text{дрос}} = \frac{\dot{m}}{\mu A(\gamma) \dfrac{p_{\text{вх min}}}{\sqrt{RT_{\text{вх min}}}}}, \tag{9.58}$$

где $A(\gamma)$ определяется в зависимости от отношения $p_{\text{вых}}/p_{\text{вх}}$ по формуле (9.29) или (9.36) либо по графику, приведенному на рис. 9.12.

Зададим коэффициент расхода

$$\mu = 0{,}65–0{,}8.$$

Если через редуктор проходит газ для вытеснения компонентов из баков и известны освобождаемый за секунду объем баков $Q_{\text{с}}$, давление и температура в баках $p_{\text{б}}$ и $T_{\text{б}}$, то, очевидно,

$$\dot{m} = Q_{\text{с}} \frac{p_{\text{б}}}{RT_{\text{б}}}, \tag{9.59}$$

и тогда

$$F_{\text{дрос}} = \frac{Q_{\text{с}} p_{\text{б}}}{RT_{\text{б}} \mu A(\gamma) \dfrac{p_{\text{вх min}}}{\sqrt{RT_{\text{вх min}}}}}. \tag{9.60}$$

Зная величину $F_{\text{дрос}}$, определяем $d_{\text{кл}}$ и h. В соответствии с влиянием площади клапана на $\Delta p_{\text{вых}}$, рассмотренным выше, для редукторов, работающих по схеме, представленной на рис. 9.7, диаметр $d_{\text{кл}}$ берем возможно меньшим (3…8 мм); для редукторов схемы, приведенной на рис. 9.9, величину $d_{\text{кл}}$ берем большей (15…40 мм). Ширина седла клапана составляет $\delta = 0{,}3\ldots0{,}5$ мм.

Определение затяжки пружин редуктора, размеров и жесткости пружин и чувствительных элементов

Силой затяжки пружины клапана (если по схеме редуктора такая пружина имеется) либо задаемся в пределах 20…150 Н, либо рассчитываем ее из условия обеспечения герметичности клапана. При этом клапан необходимо прижать к седлу с силой, при которой удельное давление клапана на поверхность седла будет выше или равно удельному давлению герметичности $q_{\text{герм}}$, гарантирующему требующуюся плотность закрытия клапана. Величина $q_{\text{герм}}$ определяется

материалом клапана и уплотняющего пояска, а также разностью давлений над и под клапаном, при которой необходимо обеспечить герметичность.

На рис. 9.18 приведены необходимые удельные давления герметичности для разных материалов клапана и уплотняющего пояска. По выбранному для заданных материалов необходимому значению $q_{\text{герм}}$ можно подсчитать силу пружины Q_1.

Давление герметичности определим по формуле

$$Q_{\text{герм}} = q_{\text{герм}} F_{\text{сед}}, \qquad (9.61)$$

где $F_{\text{сед}} = \pi d_{\text{ср}} \delta$ — площадь поверхности соприкосновения седла клапана с клапаном ($м^2$).

Силу пружины Q_1 находим из уравнения

$$Q_{\text{герм}} = Q_1 + F_{\text{кл}}(p_{\text{вх min}} - p_{\text{вых}}), \qquad (9.62)$$

откуда с учетом соотношений (9.49) и (9.61) получим

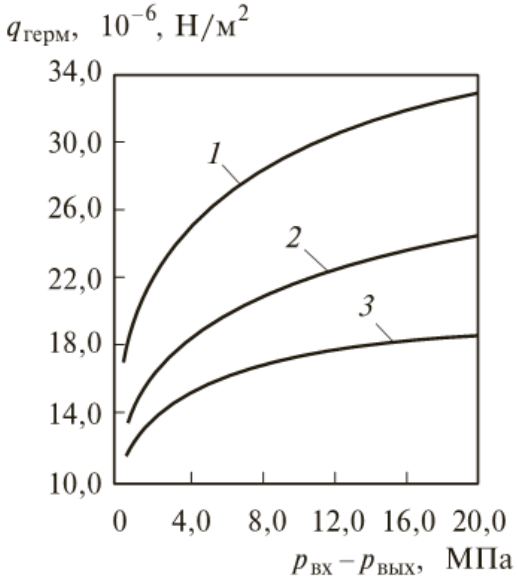


Рис. 9.18. Наименьшие удельные давления герметичности для некоторых материалов:
1 — фибра твердая; *2* — фибра; *3* — эбонит

$$Q_1 = q_{\text{герм}} F_{\text{сед}} - F_{\text{кл}} \Delta p_{\text{ред}}. \qquad (9.63)$$

Зададим величину $F_{\text{м}}$ площади поверхности основной мембраны или сильфона. Чем выше $F_{\text{м}}$, тем больше точность редуктора. Однако кроме точности редуктора при выборе $F_{\text{м}}$ руководствуются еще допустимыми габаритами и массой редуктора. При определении размеров поршня $F_{\text{п}}$ или вспомогательной мембраны $F_{\text{м}}$ для редукторов с уравновешиванием, чтобы улучшить характеристику, берут $d_{\text{п}}$ (или $d_{\text{м}}$) соответственно больше или меньше $d_{\text{кл}}$ на 0,2…1,5 %.

Сила затяжки Q_2 основной пружины редуктора определяется из уравнения равновесия сил (9.22) или (9.45) в момент открытия клапана, т. е. когда перемещение клапана $h = 0$.

Поскольку характеристика редуктора всегда ниже предельной, то иногда после ее расчета бывает необходимо скорректировать силу затяжки основной пружины, увеличив ее на 50…100 Н. Поэтому при расчете пружины значение расчетного усилия на пружину берется несколько больше, чем затяжка пружины, полученная из формул (9.22) или (9.45).

Размеры пружин и их жесткость определяем, исходя из конструктивных соображений и используя обычные формулы, применяемые в расчетах деталей машин.

Жесткость металлических мембран рассчитывают или определяют по экспериментальным графикам, построенным для каждого данного типа и материала мембраны. Жесткость «мягких», резиновых или пластиковых, мембран учитывается введением вместо $F_{\text{м}}$ приведенной площади

$$F_{\text{м.прив}} = F_{\text{м}} a_{\text{м}}. \qquad (9.64)$$

Величина $a_м$ для мембран с защитными дисками или без них (см. рис. 9.7, *б*, *г*) определяется по формуле

$$a_м = 0,33\left[1+\frac{D_1}{D}+\left(\frac{D_1}{D}\right)^2\right]. \qquad (9.65)$$

Для сильфонов можно принимать $a_м = 1$.

После определения всех конструктивных параметров редуктора по уравнению характеристики проверяем, удовлетворяет ли редуктор заданным условиям работы. Для этого, задаваясь рядом значений $p_{вх}$ (обычно с интервалом 2…5 МПа), подсчитываем $p_{вых}$. Если значения $p_{вых}$ не выходят из заданных пределов, расчет считается законченным. Если же характеристика редуктора вышла из заданных пределов, то с учетом влияния параметров на характеристику, описанным выше, корректируем конструктивные параметры редуктора и проводим расчет заново.

Действительная точность работы редуктора

Точность работы редуктора определяется величиной $\pm\Delta p_{вых}$. При работе редуктора действительная величина отклонения давления на выходе $\Delta p_{вых.д}$ будет больше теоретической величины $\Delta p_{вых}$, полученной расчетом. Причина отклонения заключается в невозможности абсолютно точного изготовления деталей редуктора и точной его настройки.

В зависимости от класса точности изготовления редуктора действительное отклонение

$$\Delta p_{вых.д} = \Delta p_{вых} + (0,05\ldots0,15). \qquad (9.66)$$

Следует также иметь в виду, что на выходное давление $p_{вых}$ влияет и температура редуктора, так как при изменении температуры изменяются механические свойства упругих элементов редуктора и их размеры.

Пример расчета редуктора

Рассчитать редуктор для редуцирования давления воздуха, подаваемого из баллона с начальным давлением 30 МПа до $p_{вых}$ = 3,4 МПа при заданном расходе воздуха через редуктор $\dot{m}$ = 0,4 кг/с и условиях, что при понижении давления на входе до $p_{вх\ min}$ = 4,5 МПа расчетное отклонение давления на выходе не должно превышать ±0,05 МПа и что при начале редуцирования температура газа в баллоне равна 18 °С.

Р е ш е н и е. Определим дросселирующее сечение редуктора по формуле (9.58):

$$F_{дрос} = \frac{\dot{m}}{\mu A(\gamma)\dfrac{p_{вх\ min}}{\sqrt{RT_{вх\ min}}}}.$$

Примем μ = 0,8. Для отношения

$$\frac{p_{вых}}{p_{вх\ min}} = \frac{3,4}{4,5} = 0,75$$

при докритическом режиме течения воздуха (показатель адиабаты $\gamma = 1{,}4$) по формуле (9.29) или по графику, представленному на рис. 9.12, находим $A(\gamma) = 0{,}6$.

Считая расширение воздуха в баллоне политропическим ($n = 1{,}25$), по формуле (9.1) получаем

$$T_{\text{вх min}} = T_{\text{г.кон}} = T_{\text{г.нач}} \left(\frac{p_{\text{вх min}}}{p_{\text{вх max}}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 291 \cdot \left(\frac{4{,}5}{30} \right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}} = 199 \text{ K}.$$

Отсюда имеем

$$F_{\text{дрос}} = \frac{0{,}4}{0{,}8 \cdot 0{,}6 \cdot \dfrac{4{,}5 \cdot 10^6}{\sqrt{287 \cdot 199}}} = 0{,}446 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Рассмотрим схему редуктора, представленную на рис. 9.10, *б*, с диаметром клапана $d_{\text{кл}} = 18$ мм. Считаем, что $d_{\text{ср}} = d_{\text{кл}}$. Определяем затяжку пружины. Для улучшения характеристики редуктора берем диаметр плунжера $d_{\text{п}}$ на 0,3 % больше $d_{\text{кл}}$, т. е. $d_{\text{п}} = 18{,}05$ мм. Определяем необходимую силу пружины при отсутствии расхода, т. е. при $h = 0$:

$$Q = p_{\text{вых}} F_{\text{кл}} + p_{\text{вх max}} \left(F_{\text{п}} - F_{\text{кл}} \right) =$$

$$= 3{,}4 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}018^2}{4} + 30 \cdot 10^6 \cdot \frac{3{,}14}{4} \left(0{,}01805^2 - 0{,}018^2 \right) = 907{,}7 \text{ Н}.$$

Пружину рассчитываем* на силу $Q = 907{,}7$ Н. Материал пружины — кремнистая сталь 60С2. Для нее $\tau = 736$ МПа, модуль сдвига $G = 78500$ МПа.

Задаем индекс пружины $c = D/d = 5$. Для $c = 5$ коэффициент $k_0 = 1{,}3$. Диаметр витка пружины вычисляем по формуле

$$d = 1{,}6 \sqrt{\frac{k_0 c Q}{\tau}} = 1{,}6 \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 5 \cdot 907{,}7}{736 \cdot 10^6}} = 0{,}00453 \text{ м} = 4{,}53 \text{ мм}.$$

Пусть $d = 4{,}5$ мм, $D = cd = 22{,}5$ мм. Задаем жесткость пружины $k = 50500$ Н/м и определяем необходимое число витков

$$i = \frac{Gd^4}{8kD^3} = \frac{78500 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0045^4}{8 \cdot 50500 \cdot 0{,}0225^3} = 6{,}99.$$

Берем рабочее число витков $i = 7$. Уточняем значение жесткости пружины

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3 i} = \frac{78500 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0045^4}{8 \cdot 0{,}0225^3 \cdot 7} = 50464 \text{ Н/м}.$$

По уравнению (9.46) рассчитываем характеристику редуктора. Расчет приведен в табл. 9.2.

---

* При расчете размеров пружин используются формулы, обычно применяемые в расчетах деталей машин.

Таблица 9.2

Расчет характеристики редуктора

$p_{вх}$, МПа	$p_{вх}(F_{п} - F_{кл})$, Н	$p_{вых}/p_{вх}$	$A(\gamma)$	$A = \mu\pi A(\gamma)$	$T_{вх}$, К	$\frac{k\dot{m}\sqrt{RT_{вх}}}{Ad_{ср}p_{вх}}$, Н	Q–(2)–(7), Н	$p_{вых} = (8)/F_{кл}$, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	42,47	0,111	0,684	1,72	291	6,28	858,95	3,38
26	36,81	0,128	0,684	1,72	283	7,15	863,75	3,39
22	31,14	0,151	0,684	1,72	273	8,30	868,25	3,41
18	25,48	0,185	0,684	1,72	263	9,95	872,27	3,43
14	19,82	0,238	0,684	1,72	250	12,47	875,41	3,44
10	14,16	0,333	0,684	1,72	234	16,89	876,66	3,45
6	8,49	0,555	0,684	1,72	211	26,74	872,47	3,43
4,5	6,37	0,740	0,600	1,51	199	39,49	861,84	3,39

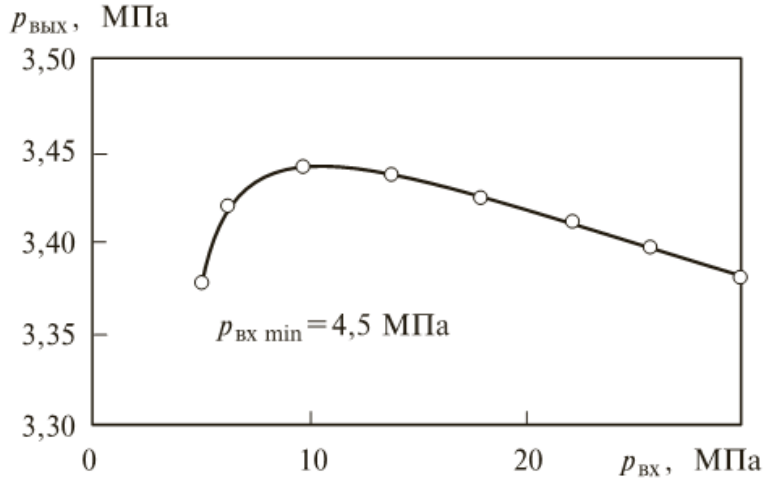


Рис. 9.19. Пример расчета характеристики редуктора

Графически зависимость $p_{вых} = f(p_{вх})$ представлена на рис. 9.19, откуда видим, что давление на выходе остается в заданных пределах.

9.6. Вытеснительные системы подач с пороховым и жидкостным аккумуляторами давления

Кроме сжатого газа, для вытеснения компонентов из баков можно использовать также горячие продукты сгорания, получаемые при сжигании в газогенераторе твердого или жидкого топлива. Такие газогенераторы называют соответственно *пороховым аккумулятором давления* (ПАД) или *жидкостным аккумулятором давления* (ЖАД).

Поэтому различают вытеснительные системы подачи с ПАД или с ЖАД.

Система подачи с пороховым аккумулятором давления

Помимо применения ПАД как привода для ТНА и, в первую очередь, как стартера для раскрутки ТНА, иногда его используют как основной агрегат вытеснительной системы подачи. Элементарная схема такой системы показана на рис. 9.20, где компоненты вытесняются из баков продуктами сгорания пороха, образующимися при его сгорании в ПАД.

Преимущество системы подачи с ПАД по сравнению с газобаллонной системой подачи состоит в конструктивной компактности и несколько лучших массовых характеристиках. Однако большим недостатком таких систем

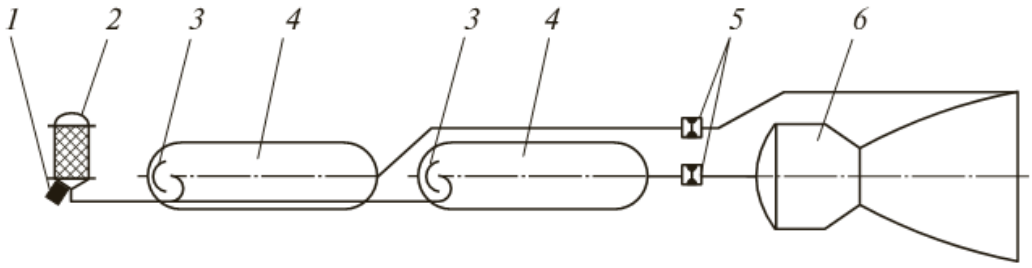


Рис. 9.20. Схема вытеснительной подачи с ПАД:
1 — пусковой ПАД; *2* — ПАД; *3* — отражатели; *4* — баки; *5* — мембраны; *6* — камера двигателя

является трудность получения стабильных и надежных характеристик их работы. На характеристики системы подачи с ПАД большое влияние оказывает изменение внешних условий, так как при этом изменяются как законы горения твердого топлива (ТТ), так и условия тепломассообмена продуктов сгорания последнего с окружающей средой, элементами конструкции и вытесняемыми компонентами. Кроме того, при подаче с помощью ПАД в баке окислителя происходит догорание продуктов сгорания, так как обычно в составе ТТ имеется избыток горючих элементов. При этом протекание процесса догорания в значительной степени зависит от различных случайных факторов (например, всплесков компонентов, их температуры и т. д.). Все эти причины существенно снижают надежность работы системы, вследствие чего вытеснительные системы подачи с ПАД получили сравнительно малое распространение. Примером установок, имеющих вытеснительные системы с ПАД, являются двигательные установки зенитной ракеты «Тайфун», ампульные двигательные установки ракетных снарядов «Спэрроу» и «Буллап», а также двигательная установка первой ступени ракеты «Диамант» [1].

Также пороховые аккумуляторы давления могут использоваться для генерации рабочего тела в жидкостных ракетных двигательных установках, где вытеснение компонентов из баков осуществляется с помощью мембран или поршней, приводимых в движение продуктами сгорания ТТ.

С особенностями горения ТТ и внутренней баллистики твердотопливных газогенераторов можно ознакомиться в специальной литературе, например в [37]. Ниже мы приведем только данные, необходимые для понимания принципов функционирования вытеснительной системы подачи топлива с ПАД.

Свойства порохов

При создании ПАД одна из проблем заключается в обеспечении постоянства по времени расхода пороховых газов заданного давления.

Как известно, твердое топливо горит параллельными слоями с поверхности. Для того чтобы получить равномерное по времени выгорание заряда, а следовательно, и постоянное газовыделение, необходимое для равномерного вытеснения топлива из баков, нужно иметь постоянную (нейтральную) поверхность горения. Для этого применяют так называемые *бронированные* заряды, часть поверхности которых покрыта составом, не допускающим горения твердого топлива под бронировкой. Поэтому горение бронированного заряда может происходить только на открытой поверхности.

Если необходимо поддерживать равномерное по времени горение ТТ, открытыми (небронированными) оставляют торцы заряда (один или оба). Поверхность горения такого заряда остается постоянной и равной площади торца (рис. 9.21, *а*). Следовательно, остается постоянным и количество выделяемых в единицу времени продуктов сгорания $\dot{m}_{\text{п}}$.

На рис. 9.21, *б* показан одноканальный заряд с прогрессивной поверхностью горения, увеличивающейся за счет разгара внутреннего диаметра горящей поверхности. Если у данного заряда забронировать только оба торца, то площадь поверхности горения будет постоянной, следовательно, постоянным

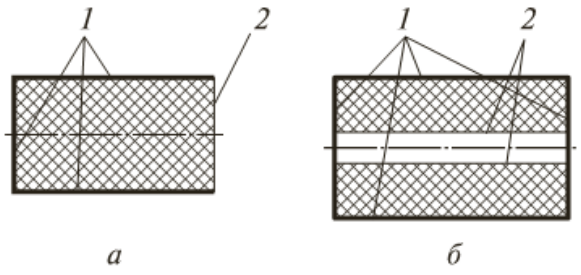


Рис. 9.21. Виды зарядов твердого топлива:
а — с постоянной поверхностью горения; *б* — с переменной поверхностью горения; *1* — бронировка; *2* — поверхность горения

будет и расход продуктов сгорания. Заметим, что подбором геометрии заряда можно добиться постоянства поверхности горения и газовыделения.

Скорость горения ТТ в первую очередь определяется давлением, при котором происходит сгорание. Для большинства ТТ в интервале давлений до 20 МПа зависимость скорости горения u от давления может быть определена формулой

$$u = u_1 \left(\frac{p_{\text{п}}}{98066,5} \right)^{\nu}, \text{ м/с}, \tag{9.67}$$

где $p_{\text{п}}$ — давление в камере сгорания ПАД (Па); u_1 — скорость горения ТТ при нормальных условиях, зависящая от состава ТТ и являющаяся его паспортной характеристикой (м/с); ν — показатель степени, зависящий от состава ТТ (как правило, $\nu < 1$).

Скорость горения ТТ зависит также от его начальной температуры и может быть аппроксимирована выражением

$$u_1 = u_{1,0} \frac{1}{1 - D\left(T - T_0\right)}, \tag{9.68}$$

где $u_{1,0}$ — скорость горения при заданной начальной температуре T_0; T —температура заряда; D — физико-химическая константа, характеризующая данную марку ТТ.

Значения скорости горения $u_{1,0}$, показателя степени ν, константы D и некоторых других параметров горения порохов приведены в табл. 9.3.

При выборе топлива для ПАД желательно, чтобы оно имело, в первую очередь, низкую температуру горения, так как при этом уменьшается теплоотдача от продуктов сгорания. Это облегчает условия работы элементов конструкции, нагреваемых продуктами сгорания (баки, трубопроводы, клапаны и т. д.), и устраняет необходимость введения специального охлаждения продуктов сгорания. Кроме того, желательными свойствами топлива являются инертность продуктов сгорания по отношению к вытесняемым компонентам, низкая чувствительность топлива к изменению его начальной температуры и отсутствие твердых частиц в продуктах сгорания.

Таблица 9.3

Показатели горения некоторых порохов [1, 38]

Марка ТТ	Температура горения (К) при $p_п = 4…7$ МПа	F_0, (Н · м)/кг	$u_{1,0}$, мм/с	v	D, $К^{-1}$	$\rho_п$, г/см^3	Нижний предел горения p_{min}, МПа
Баллиститное топливо							
Н, НМ-2, Т-6	2200…2300	880000	0,7	0,6	0,0038	1,6	3,92
М-8, Т-5	3100…3200		0,885	0,69	—	1,6	1,47
НБГ-8	1430	—	0,3	—	—	1,53	—
JP	3160	1000000	0,832	0,71	0,005	1,6	—
JPN	3160	1000000	0,879	0,69	0,0038	1,61	1,96
Смесевое твердое топливо							
На основе $KClO_4$, типа А2Т	1800…2100	510000 …590000	1,24	0,7	0,002	1,77	4,9…6,87
На основе NH_4ClO_4, типа АР	1500…2500	600000 …900000	2,2	0,4	0,0014	1,75	1,375
На основе NH_4NO_3, типа AN	1500…1700 1755	580000 …660000	0,4	0,5	0,001	1,55	0,687

В пороховом аккумуляторе давления находят применение как двухосновные (баллиститные), так и смесевые топлива. Для более эффективного использования в ПАД твердых топлив изменением соотношения связки, горючего и окислителя или включением в состав топлива органических веществ типа дициандиамида и щавелекислого аммония температуру горения порохов опытных марок удается уменьшить до 1200 К, что является приемлемой величиной для агрегатов системы подачи жидкого ракетного топлива.

Типы пороховых аккумуляторов давления

По принципу действия пороховые аккумуляторы давления подразделяют на сверхкритические и докритические. По назначению все ПАД можно подразделить на основные и пусковые.

На рис. 9.22 *а* показана схема сверхкритического ПАД. В прочном корпусе *1* размещается единичный заряд ТТ *2* (или несколько зарядов) медленно горящего состава. При запуске заряд ТТ зажигается с помощью воспламенителя *3*, состоящего из дымного ружейного пороха или пиротехнической смеси. Инициирование горения воспламенителя производится с помощью пиропатрона типа ПП. В результате горения ТТ образуются газы высоких температуры

и давления, которые проходят через дроссельное сопло *4* и по трубке *5* поступают в баки горючего и окислителя.

Основной принцип работы такого ПАД состоит в том, что отношение давления подачи $p_б$ к давлению в камере ПАД $p_п$ меньше или равно критическому:

$$\frac{p_б}{p_п} \le \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}.$$

При таком перепаде давлений в дросселирующем сопле устанавливается критическая скорость течения газов.

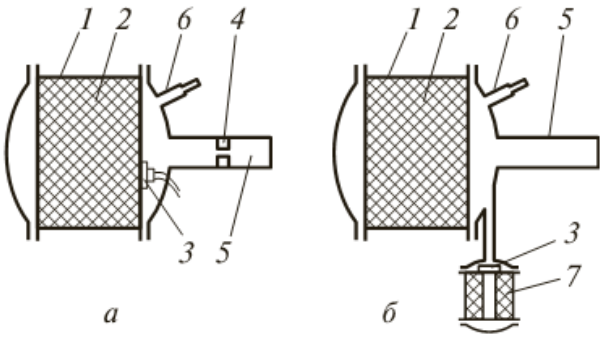


Рис. 9.22. Схемы ПАД:
а — сверхкритический; *б* — докритический; *1* — корпус; *2* — топливо; *3* — воспламенитель; *4* — дроссельное сопло; *5* — труба для выхода газов; *6* — предохранительный клапан; *7* — пусковой ПАД

Ввиду необходимости большого перепада давления $p_п/p_б$ давление в сверхкритическом ПАД доходит до 20…25 МПа, что приводит к значительному утяжелению ПАД. Кроме того, при таких давлениях имеет место интенсивная теплоотдача от продуктов сгорания к стенкам камеры сгорания ПАД, что затрудняет организацию охлаждения агрегата. Поэтому в настоящее время сверхкритические ПАД находят применение только в качестве пусковых.

В отличие от сверхкритического в докритическом ПАД (рис. 9.22, *б*) нет дросселирующего сопла. Разность давлений в ПАД и баках $p_п - p_б$ при этом невелика и определяется потерями в системе подводящих трубопроводов. Поэтому и давление в камере докритического ПАД $p_п$ невелико, что делает его легче. Можно считать, что давление в камере докритического ПАД практически равно давлению подачи $p_б$. Для предотвращения повышения давления сверх заданного в камере сгорания ПАД необходимо устанавливать предохранительный клапан *6*, который предназначен для сброса избытков продуктов сгорания.

При работе двигательной установки с вытеснительной подачей стремятся максимально сократить время выхода системы подачи на режим, т. е. время, в течение которого давление в баках доходит до номинального давления подачи $p_б$. Оно зависит от свободного объема баков топлива и размеров подводящих газ трубопроводов. По условиям работы двигательной установки это время не должно превышать 1…2,5 с (в зависимости от конструкции установки). Поэтому в системах подачи с ПАД, кроме основного, устанавливают дополнительный — пусковой ПАД, работающий при высоком давлении. Пусковой ПАД служит для быстрого заполнения газом свободного объема баков топлива и подводящих газ трубопроводов. Заряд пускового ПАД также воспламеняется от специального заряда с помощью пиропатрона.

В зависимости от времени работы ПАД и температуры продуктов сгорания ТТ основные пороховые аккумуляторы давления, служащие для вытеснения компонентов, могут быть охлаждаемыми и неохлаждаемыми. Охлаждается ПАД обычно одним из компонентов. Пусковые ПАД работают очень короткое время и поэтому не охлаждаются.

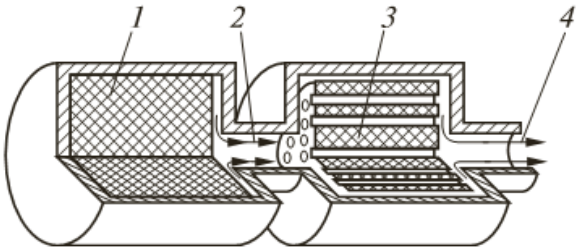


Рис. 9.23. Схема ПАД с устройством для охлаждения продуктов сгорания:
1 — топливо; *2* — горячие продукты сгорания; *3* — многоканальный фильтр из охладителя; *4* — охлажденные продукты сгорания

При работе ПАД на ТТ с высокой температурой горения уменьшение температуры продуктов сгорания за счет теплоотдачи в окружающую среду, элементам конструкции и жидким компонентам может оказаться недостаточным. Поэтому в некоторых случаях продукты сгорания ПАД охлаждают путем отбора теплоты от них на испарение или возгонку специально вводимых охладителей.

На рис. 9.23 показана схема охлаждения продуктов сгорания, поступающих из ПАД, путем возгонки (сублимации) охладителя. Продукты сгорания высокой температуры из ПАД поступают в многоканальный фильтр *3*, выполненный из щавелекислого аммония, в результате возгонки которого температура продуктов сгорания снижается до требуемого уровня.

Расчет порохового аккумулятора давления

При работе ПАД в системе «трубопроводы—баки» происходят следующие явления.

1. Интенсивное охлаждение горячих газов в трубопроводах и в самих баках за счет теплоотдачи в окружающую среду, конструкции и компонентам.

2. Испарение жидких компонентов и частичное растворение в них продуктов сгорания ТТ.

3. Поскольку продукты сгорания ТТ характеризуются отрицательным кислородным балансом $\alpha < 1$, то в баке окислителя при взаимодействии их с парами окислителя происходит догорание CO и H_2, что приводит к повышению температуры газов в баке окислителя по сравнению с температурой их в баке горючего.

Все эти явления оказывают влияние на вытеснительную способность пороховых газов, а следовательно, и на подачу компонентов. Однако точно учесть их влияние практически невозможно. Поэтому при расчете ПАД исходят из предположения, что в течение всего времени работы ПАД газовый объем системы заполнен только пороховыми газами. Указанные выше процессы охлаждения, растворения и догорания газообразных компонентов учитывают введением опытных коэффициентов.

При расчете размеров заряда ТТ исходят из следующих требований:

1) секундный объемный расход продуктов сгорания, поступающих в баки, должен быть равен необходимому секундному объемному расходу топлива (горючего и окислителя);

2) время горения заряда должно быть равно времени работы двигателя.

Из расчета двигателя нам известен секундный освобождаемый объем баков:

$$Q_{\text{с}} = \frac{\dot{m}_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}}} + \frac{\dot{m}_{\text{о}}}{\rho_{\text{о}}}. \tag{9.69}$$

С другой стороны, объемный газоприход продуктов сгорания ТТ за 1 с

$$Q_{\text{п.с}} = \frac{\dot{m}_{\text{п}}}{\rho_{\text{п.с}}}, \tag{9.70}$$

где $\dot{m}_{\text{п}}$ — масса ТТ, сгоревшего в единицу времени; $\rho_{\text{п.с}}$ — плотность продуктов сгорания ТТ при температуре и давлении подачи $p_{\text{б}}$. Очевидно, что

$$\dot{m}_{\text{п}} = F_{\text{п}} u \rho_{\text{п}}, \tag{9.71}$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поверхности горения заряда ТТ; $\rho_{\text{п}}$ — плотность ТТ.

При вытеснительной системе подачи компонентов с помощью ПАД имеем

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{п.с}} = \frac{\dot{m}_{\text{п}}}{\rho_{\text{п.с}}}. \tag{9.72}$$

По уравнению состояния газов

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{p_{\text{б}}}{RT_{\text{б}}}, \tag{9.73}$$

где R — газовая постоянная продуктов сгорания ТТ; $T_{\text{б}}$ — температура продуктов сгорания ТТ в баке; $p_{\text{б}}$ — давление подачи.

Произведение RT в теории горения смесевых конденсированных систем принято называть *приведенной силой* ТТ F_0. Для различных твердотопливных составов, перечисленных в табл. 9.3, величина $F_0 = 5{,}8 \cdot 10^5 \ldots 10 \cdot 10^5$ Н · м/кг.

Подставив выражения (9.71) и (9.73) в уравнение (9.72), получим

$$Q_{\text{с}} = \frac{F_{\text{п}} u \rho_{\text{п}} R T_{\text{б}}}{p_{\text{б}}}, \tag{9.74}$$

откуда находим необходимую площадь поверхности горения заряда ТТ:

$$F_{\text{п}} = \frac{p_{\text{б}} Q_{\text{с}}}{u \rho_{\text{п}} R T_{\text{б}}}. \tag{9.75}$$

Эта формула не является окончательной, так как в нее входит температура сгорания ТТ, значение которой в зависимости от марки ТТ находится в пределах 1200…2500 К. В баках продукты сгорания имеют более низкую температуру, порядка 800…1000 К. Как уже отмечалось, эти значения температуры продуктов сгорания могут уменьшиться как вследствие теплоотдачи от них, так и в результате принудительного охлаждения.

Поскольку температура продуктов сгорания ТТ, поступивших в баки, ниже температуры горения в камере ПАД, то для получения необходимого

секундного расхода топлива и заданного давления подачи необходимо сжигать в 1 с большее количество ТТ, чем было определено при расчете по формуле (9.75), т. е. масса топлива, сгорающего за 1 с, должна быть увеличена во столько раз, во сколько уменьшается абсолютная температура газов.

Кроме того, камера ПАД должна вырабатывать некоторое дополнительное количество газа, необходимое для устойчивой работы клапана сброса давления и для восстановления рабочего давления в баках $p_б$ в случае его понижения по какой-либо случайной причине. Все эти факторы могут быть учтены введением коэффициента $\psi = 1{,}2–3{,}5$.

Точное значение коэффициента $\psi > 1$ определяется из опытных данных при доводке системы. Строго говоря, снижение температуры как за счет теплоотдачи, так и за счет добавки специального охладителя приближенно можно оценить. Однако всегда останутся неучтенные факторы, влияющие на изменение температуры продуктов сгорания, и все равно необходимо вводить коэффициент, учитывающий воздействие этих факторов. Для бака окислителя величина ψ вследствие догорания будет меньше, чем для бака горючего; для малых двигательных установок значение ψ надо брать большее, так как в этом случае относительная поверхность теплоотдачи баков и газопроводов бóльшая.

Окончательная формула для определения необходимой площади поверхности горения заряда ТТ с учетом охлаждения продуктов сгорания примет вид

$$F_п = \frac{p_б Q_с}{u \rho_п R T_б} \psi. \qquad (9.76)$$

Для того чтобы при всех условиях обеспечить заданное давление газов в баке, скорость горения ТТ u в формуле (9.76) рассчитывается при наименьшей возможной в эксплуатации температуре начала горения заряда ТТ по формуле (9.68). Если температура начала горения будет больше расчетной, то и скорость u будет большей, вследствие чего расход и давление газов будут больше расчетного. Тогда избыток давления в камере сгорания ПАД необходимо стравливать предохранительным клапаном.

В случае использования заряда торцевого горения его потребная длина L подсчитывается исходя из необходимого времени работы ЖРД $\tau_р$:

$$L = u\tau_р, \text{ м}. \qquad (9.77)$$

При расчете длины заряда скорость горения пороха u надо брать исходя из наибольшей возможной температуры начала горения, а следовательно, из наибольшей скорости горения топлива. Если величину u брать по средней или наименьшей температуре, длина заряда L будет недостаточной для обеспечения необходимого времени работы ЖРД при повышенной температуре окружающей среды, и подача компонентов жидкого топлива в необходимом количестве прекратится раньше, чем это должно произойти.

Пусковой пороховой аккумулятор давления

Пусковой ПАД необходим, в первую очередь, для быстрого заполнения газами объемов баков. Газопроизводительность его должна обеспечить быстрый

набор рабочего давления в баках во всем диапазоне температур эксплуатации ЖРД.

Масса пускового заряда определяется расчетом по наибольшим свободным объемам баков и трубопроводов при наименьшей температуре эксплуатации ЖРД. При работе пускового ПАД количество газов, выделившихся за время его работы, должно быть таким, чтобы повысить давление в объеме $V_{\text{своб}}$ до заданного давления подачи $p_{\text{б}}$, т. е.

$$M_{\text{п.з}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{своб}}}{RT_{\text{б}}}.$$

Очевидно, что масса заряда ТТ до сгорания $M_{\text{п.з}}$ равна массе образовавшихся продуктов сгорания ТТ: $M_{\text{п.з}} = M_{\text{п.с}}$.

При работе пускового ПАД так же, как и при работе основного, продукты сгорания, поступающие в бак, охлаждаются за счет теплоотдачи через стенки системы и в вытесняемую жидкость. Это снижение температуры газов учитывается введением коэффициента $\psi_{\text{п}} > 1$. Пусковой ПАД работает в начальный момент работы ЖРД; при этом разогревается баковая система, что вызывает еще большее снижение температуры газов. Поэтому для пускового ПАД коэффициент $\psi_{\text{п}}$ принимается большим, чем для основного, и равным 5–6.

С учетом сказанного выше масса пускового заряда ТТ определяется по формуле

$$M_{\text{п.з}} = \frac{p_{\text{б}} V_{\text{своб}}}{RT_{\text{б}}} \psi_{\text{п}}. \qquad (9.78)$$

Для обеспечения быстрого выхода установки на режим для заряда пускового ПАД применяют быстрогорящие составы ТТ. Для увеличения скорости горения камера сгорания пускового ПАД работает при давлениях, значительно больших, чем давление подачи. Потребную длину торцевого заряда ТТ определяют из условия

$$L_{\text{п}} = u\tau_{\text{п}},$$

где u — скорость горения заряда ТТ при среднем давлении в камере сгорания ПАД и наименьшей температуре заряда при эксплуатации; $\tau_{\text{п}}$ — заданное время выхода ЖРД на рабочий (номинальный) режим.

Вытеснительная подача с жидкостным аккумулятором давления

Жидкостным аккумулятором давления (ЖАД) называется газогенератор, вырабатывающий продукты сгорания для вытеснения топлива из баков ЖРД за счет сжигания жидких топлив. Принципиально в качестве ЖАД возможно использовать и однокомпонентные, и двухкомпонентные газогенераторы. Обычно используют двухкомпонентные, работающие на самовоспламеняющихся компонентах. По массовым характеристикам системы подачи с ЖАД несколько лучше, чем газобаллонная, однако они сложнее системы подачи с ПАД и газобаллонной системы.

На рис. 9.24 и 9.25 приведены элементарные схемы систем подачи с ЖАД.

При системе подачи с ЖАД, выполненной по схеме, представленной на рис. 9.24, давлением газа компоненты топлива вытесняются из бачков *3* в ЖАД *4* баков горючего и окислителя. Для снижения температуры продуктов сгорания ЖАД работает при смещенном коэффициенте избытка окислителя α. При этом для того, чтобы в баках окислителя и горючего не происходило догорания газов, ЖАД, подающий газы для вытеснения окислителя, работает с большим избытком окислителя (α = 6–10), а ЖАД, подающий

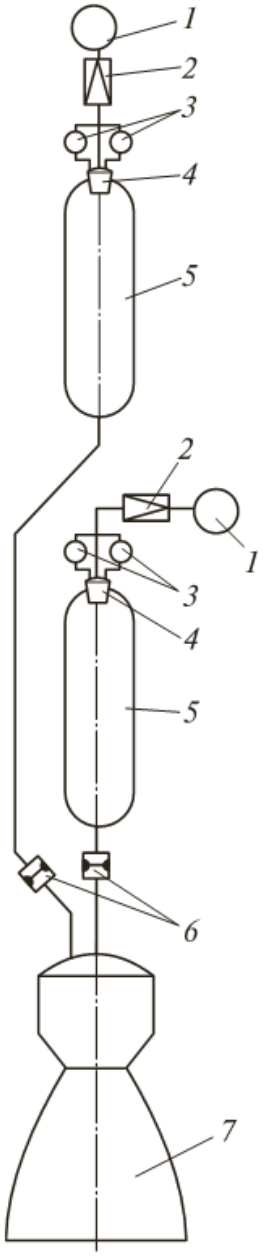


Рис. 9.24. Схема вытеснительной подачи с ЖАД:
1 — газовые аккумуляторы давления; *2* — редукторы давления; *3* — бачки для компонентов ЖАД; *4* — ЖАД; *5* — баки; *6* — мембраны; *7* — камера двигателя

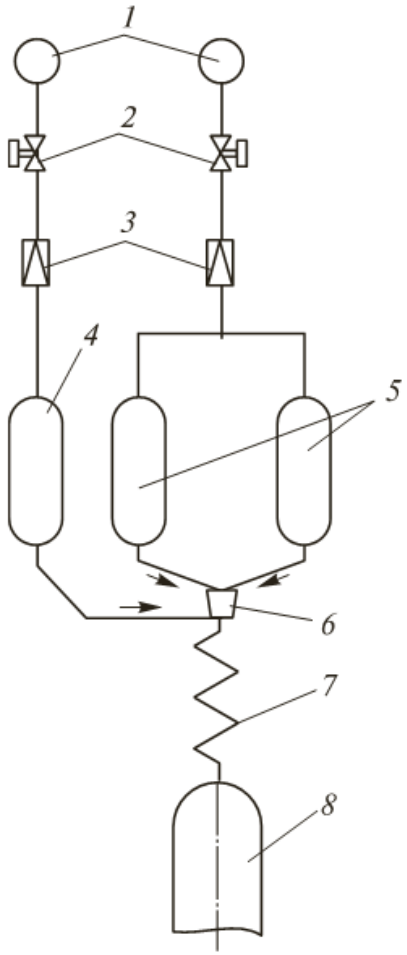


Рис. 9.25. Система подачи с ЖАД и охлаждением продуктов сгорания:
1 — воздушные аккумуляторы давления; *2* — отсечные клапаны; *3* — редукторы; *4* — бачок с охладителем; *5* — бачки с компонентами для ЖАД; *6* — ЖАД; *7* — смеситель; *8* — бак

газы для вытеснения горючего, работает с большим избытком горючего (α = = 0,1–0,3).

Расчет жидкостного аккумулятора давления проводят в следующем порядке.

1. Зная компоненты, на которых будет работать ЖАД, и давление подачи, задаемся температурой газа, вырабатываемого ЖАД.

2. Определяем коэффициент избытка окислителя, при котором в ЖАД получаем заданную температуру газа. При этом, как указывалось, для ЖАД, вырабатывающего газ, вытесняющий окислитель, берем $\alpha >> 1$, а для ЖАД, подающего газ в бак горючего, берем $\alpha << 1$.

Обычно для данного топлива температура горения и величина RT для конкретного α берутся из справочных таблиц термодинамических свойств продуктов сгорания или определяются по универсальным программам термодинамических расчетов.

3. Зная RT и давление подачи, определяем для каждого из ЖАД плотность получившихся продуктов сгорания по уравнению состояния газа:

$$\rho_{\text{с.г}} = \frac{p_{\text{б}}}{RT}.$$

4. Очевидно, так же, как и при расчете ПАД, для каждого бака выполнено равенство (9.72):

$$Q_{\text{с}} = \frac{\dot{m}_{\text{ж.г}}}{\rho_{\text{с.г}}},$$

где $Q_{\text{с}}$ — секундный освобождаемый объем бака; $\dot{m}_{\text{ж.г}}$ — секундный расход компонентов в камере сгорания ЖАД.

На основании формул (9.73) и (9.72) определяем необходимый суммарный расход компонентов в ЖАД:

$$\dot{m}_{\text{ж.г}} = Q_{\text{с}}\rho_{\text{с.г}} = Q_{\text{с}}\frac{p_{\text{б}}}{RT}. \qquad (9.79)$$

5. Так же, как и при подаче с ПАД, поступившие в баки газы охлаждаются. Следовательно, секундный расход компонентов необходимо увеличить во столько раз, во сколько раз уменьшается температура образовавшихся газов. Это увеличение расхода учитывается коэффициентом $\psi_{\text{ж.г}} > 1$.

Окончательные расчетные формулы для ЖАД бака окислителя и бака горючего соответственно имеют вид

$$\dot{m}^{\text{о}}_{\text{ж.г}} = Q^{\text{о}}_{\text{с}}\frac{p^{\text{о}}_{\text{б}}}{(RT)_{\alpha\gg 1}}\psi^{\text{о}}_{\text{ж.г}},$$

$$\dot{m}^{\text{г}}_{\text{ж.г}} = Q^{\text{г}}_{\text{с}}\frac{p^{\text{г}}_{\text{б}}}{(RT)_{\alpha\ll 1}}\psi^{\text{г}}_{\text{ж.г}}.$$

При системе подачи, работающей по схеме, приведенной на рис. 9.25 (двигательная установка ракеты «Вероника»), компоненты из бачков *5* вытесняются сжатым газом в ЖАД *6*, где происходит сгорание. Добавкой охладителя из бачка *4* продукты сгорания охлаждаются до температуры 1100 K. Образовавшиеся газы (смесь продуктов сгорания и паров охладителя) поступают в топливные баки для вытеснения компонентов.

Для предотвращения возможности догорания в топливных баках топливо ЖАД и охладитель подбираются так, чтобы образовавшиеся газы были нейтральны по отношению к вытесняемым компонентам. Соотношение количеств топлива и охладителя выбирается исходя из условия получения необходимой температуры газов. Суммарный расход компонентов и охладителя определяется по уравнению (9.79), где R — газовая постоянная и T — температура смеси продуктов сгорания и паров охладителя.

Жидкостная ракетная двигательная установка с комбинированной системой подачи

Разновидностью ЖРД с комбинированной системой подачи является объединенная двигательная установка управления орбитальным кораблем «Буран», в которой горючее — керосин — в камеры сгорания подается из специальных баков, снабженных эластичной мембраной, а окислитель — газообразный кислород — вырабатывается в газогенераторе-газификаторе

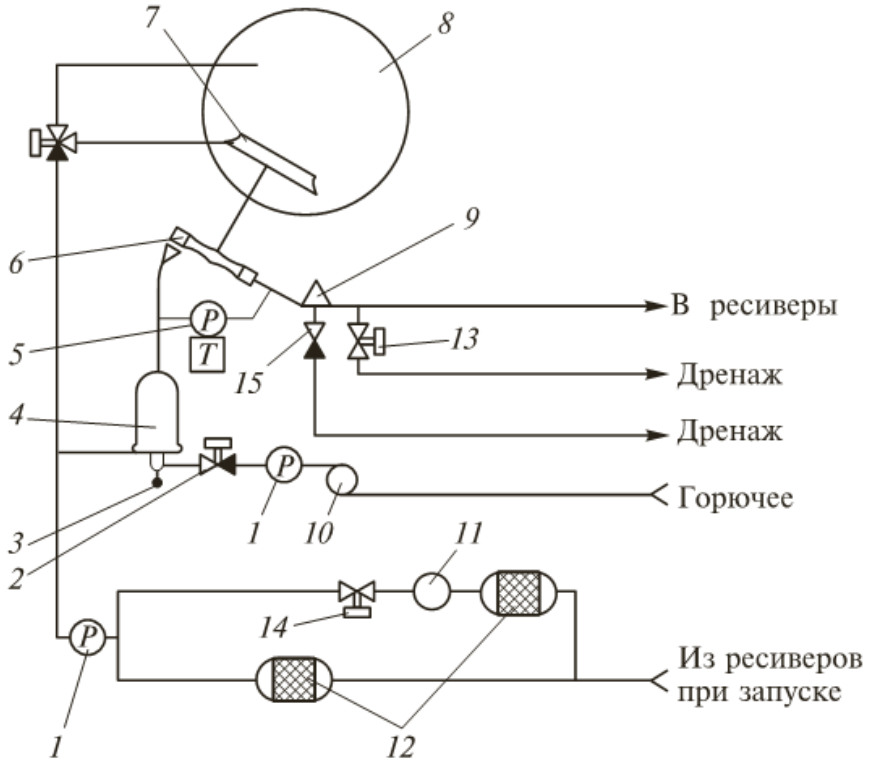


Рис. 9.26. Пневмогидравлическая схема блока газификации окислителя [39]:
1 — регулятор расхода; *2* — пусковой клапан; *3* — электросвеча; *4* — газогенератор; *5* — регулятор температуры; *6* — турбина; *7* — насос окислителя; *8* — бак жидкого кислорода; *9* — сепаратор влаги и сажи; *10* — электронасос горючего; *11* — резервный ресивер для запуска; *12* — влагопоглотитель; *13* — дренажный клапан; *14* — электроклапан; *15* — обратный клапан

в процессе сжигания жидкого кислорода с керосином при значительном недостатке последнего ($\alpha >> 1$). Пневмогидравлическая схема блока газификации окислителя представлена на рис. 9.26 [39]. Блок газификации предназначен для подачи газообразного кислорода в два ресивера, из которых кислород поступает в двигатели управления. При работе реактивной системы управления давление в ресиверах уменьшается и по команде сигнализатора, настроенного на значение 2,94 МПа, начинает работу блок газификации. Жидкий кислород поступает в насос, который подает его в газогенератор. Одновременно в газогенератор с помощью электронасоса подается керосин. Топливная смесь воспламеняется электросвечой и сгорает при соотношении K_m = = 100. Продукты сгорания, состоящие из кислорода с незначительным содержанием углекислого газа, паров и капель воды при температуре 333 K, поступают на привод турбины, а затем в ресиверы. Отсепарированная жидкая фаза собирается и выбрасывается в окружающее пространство. При достижении в ресиверах давления ~5 МПа по сигналу реле давления блок газификации отключается.

9.7. Двигательные установки с предварительной заправкой

Главным преимуществом ЖРД по сравнению с ракетными двигателями твердого топлива являются их более высокие энергетические характеристики (т. е. удельный импульс). Кроме того, преимущества двигательных установок с ЖРД состоят в возможности обеспечения многократного запуска и регулирования тяги в широких пределах.

Однако крупными недостатками ЖРД по сравнению с РДТТ являются относительно большое время подготовки к запуску и ограниченные возможности длительного хранения ракеты с ЖРД в состоянии постоянной готовности к запуску. Это сокращает области возможного использования ЖРД. Поиски систем, объединяющих в себе основные преимущества ЖРД с достоинствами РДТТ, привели к разработке ЖРД с *предварительной заправкой* топлива или ЖРД ампульных схем [40].

Возможность длительного хранения и сокращение времени подготовки двигателя к запуску до величины, соответствующей времени подготовки РДТТ, допускают ЖРД с предварительной заправкой топлива. Такие ЖРД предполагают заправку компонентов задолго до использования (от нескольких месяцев до нескольких лет) с тем, чтобы получить установку, обладающую постоянной готовностью к запуску. В общем случае ЖРД с предварительной заправкой могут иметь как турбонасосную, так и вытеснительную системы подачи. Для большей компактности двигатель может быть утоплен в баке горючего или окислителя, как это выполнено, например, в ракетах «Штиль», «Днепр» (см. вклейку, рис. 9) [4] и др. Попадание топлива в газогенератор, камеру сгорания и магистрали двигательной установки предотвращается системой уплотнения и специальными мембранами, которые по специальной команде в необходимый момент прорываются и обеспечивают поступление компонентов

в магистрали. Таким образом, заправленная двигательная установка представляет собой как бы ампулу с топливом, вследствие чего такие установки иногда называют *ампульными*.

В ЖРД с предварительной заправкой топлива используются компоненты, допускающие длительное хранение. В идеальном случае такое топливо должно обладать высокой химической стабильностью и иметь возможно более низкую температуру замерзания и высокую температуру кипения. Желательно, чтобы компоненты топлива были самовоспламеняющимися.

В табл. 9.4 приведены некоторые компоненты, пригодные для предварительной заправки.

Таблица 9.4

Топлива для ЖРД с предварительной заправкой

Компоненты топлива	Температура плавления, K	Температура кипения при 0,1 МПа, K	Плотность при 293 K, кг/м^3
Окислители			
Четырехокись азота	261,96	294,36	1450
Горючие			
Гидразин	275,56	386,66	1010
НДМГ	215	336	785
Монометилгидразин	220,76	360	880

Следует отметить, что ЖРД ампульных схем используются в ракетах-носителях, размещенных в шахтно-пусковых контейнерах, предназначенных для газодинамического или минометного старта, что, в свою очередь, предъявляет особенные требования к двигательной установке. Так, при минометном старте ракеты-носителя «Днепр», созданной на базе межконтинентальной баллистической ракеты Р-36М «Воевода» (SS-18 Satan), запуск двигателя первой ступени РД-273 осуществляется, когда ракета-носитель находится в состоянии кратковременной невесомости и, следовательно, отсутствует гидростатическое давление топлива в магистралях. В данном случае стабильная подача компонентов топлива в газогенератор и камеру ЖРД и их воспламенение обеспечиваются в режиме запуска «самотеком», заключающегося в контролируемом наддуве топливных баков, и соответствующей настройкой элементов пневмогидравлической системы двигательной установки.

Список литературы

1. *Добровольский М. В.* Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования. — М.: Машиностроение, 1968.

2. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / А. П. Васильев, В. М. Кудрявцев, В. А. Кузнецов и др.; Под ред. В. М. Кудрявцева. — М.: Высш. шк., 1993.

3. *Алемасов В. Е., Дрегалин А. Ф., Тишин А. П.* Теория ракетных двигателей / Под ред. В. П. Глушко. — М.: Машиностроение, 1989.

4. *Уманский С. П.* Ракеты-носители и космодромы. — М.: Рестарт+, 2001.

5. *Паушкин Я. М.* Химия реактивных топлив. — М.: Изд-во АН СССР, 1962.

6. *Кацкова О. Н., Шмыглевский Ю. Д.* Таблицы параметров осесимметричного сверхзвукового течения свободно расширяющегося газа с плоской переходной поверхностью. — М.: Изд-во АН СССР, 1962.

7. *Rao G. V. R.* Exhaust nozzle contour for optimum thrust // Jet Propulsion. — 1958. — V. 28. — № 6. — P. 377–382.

8. *Колт С., Бедел Д.* Характеристики конического ракетного сопла при течении с отрывом от стенки // ВРТ. — 1966. — № 3. — С. 55–61.

9. *Пирумов У. Г., Рубцов В. А.* Расчет осесимметричных сверхзвуковых кольцевых сопел // Тр. Моск. ин-та механики. — 1961. — № 6. — С. 11–18.

10. Авиационные, ракетные, морские и промышленные двигатели. 1944–2000: Справ. — М.: АКС-Конверсалт, 2000.

11. *Клячко Л. А.* К теории центробежной форсунки // Теплоэнергетика. — 1962. — № 3. — С. 34–37.

12. *Махин В. А., Присняков В. Ф., Токарев И. Ф.* Теория истечения кипящей жидкости через центробежную форсунку // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1962. — № 3. — С. 166–167.

13. *Махин В. А.* Экспериментальное исследование истечения кипящей жидкости через центробежную форсунку // Изв. вузов. Авиационная техника. — 1962. — № 4. — С. 139–144.

14. *Иевлев В. М.* Турбулентное движение высокотемпературных сплошных сред. — М.: Машиностроение, 1975.

15. *Авдуевский В. С., Галицейский Б. М., Глебов Г. А.* Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике. — М.: Машиностроение, 1992.

16. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов / Г. Б. Синярев, Н. А. Ватолин, Б. Г. Трусов, Г. К. Моисеев. — М.: Наука, 1982.

17. Ракетные двигатели/ М. Баррер, А. Жомотт, Б. Ф. Весте, Ж. Ванденкеркове. — М.: Оборонгиз, 1962.

18. *Михеев М. А.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977.

19. *Зарубин В. С.* Температурные поля в конструкции летательных аппаратов. Методы расчета. — М.: Машиностроение, 1978.

20. Исследование ракетных двигателей на жидком топливе: Сб. пер./ Под ред. В. И. Ильинского. — М.: Мир, 1964.

21. *Затонский А. В.*, *Орлин С. А.*, *Пелевин Ф. В.* Расчет теплового состояния камеры ЖРД с использованием ЭВМ: Учеб. пособие / Под ред. В. М. Поляева. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999.

22. *Полянский А. Р.* Расчет охлаждения ЖРД с использованием электронных таблиц. Методические указания по тепловым расчетам. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004.

23. *Хендрикс Н.*, *Грехэм Д.*, *Сю Л.*, *Мидейрос Р.* Соотношения для коэффициента теплоотдачи к водороду при кипении и при сверхкритическом давлении // Ракетная техника. — 1962. — № 2. — С. 77–78.

24. Неустойчивость горения в ЖРД / Под ред. Д. Т. Харрье, Ф. Г. Рирдона. — М.: Мир, 1975.

25. *Натанзон М. С.* Продольные автоколебания жидкостной ракеты. — М.: Машиностроение, 1977.

26. *Крокко Л.*, *Чжен Синь-И.* Теория неустойчивости горения в ЖРД. — М.: ИЛ, 1958.

27. *Раушенбах Б. В.* Вибрационное горение. — М.: Физматгиз, 1961.

28. *Гуров А. Ф.* Расчеты на прочность и колебания в ракетных двигателях. — М.: Машиностроение, 1966.

29. *Гахун Г. Г.*, *Баулин В. И.*, *Володин В. А.* Конструкция и проектирование ЖРД. — М.: Машиностроение, 1989.

30. *Поляев В. М.*, *Багров В. В.*, *Курпатенков А. В.* Капиллярные системы отбора жидкости из баков космических летательных аппаратов. — М.: Изд-во УНПЦ «Энергомаш», 1997.

31. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. — М.: Машиностроение, 1992.

32. *Волков Е. Б.*, *Сырицын Т. А.*, *Мазинг Г. Ю.* Статика и динамика ракетных двигательных установок. В 2-х т. — М.: Машиностроение, 1978.

33. *Гликман Б. Ф.* Автоматическое регулирование ЖРД. Т. 1. — М.: Машиностроение, 1974.

34. Газовые турбины авиационных двигателей / Г. С. Жирицкий, В. И. Локай, М. К. Максутова, В. А. Струнки. — М.: Машиностроение, 1971.

35. *Овсянников Б. В.*, *Боровский Б. И.* Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. — М.: Машиностроение, 1986.

36. *Трофимов В. Ф.* Осуществление мечты. — М.: Машиностроение, 2001.

37. *Липанов А. М.*, *Алиев А. В.* Проектирование РДТТ. — М.: Высш. шк., 1995.

38. Энергетические конденсированные системы. Краткий энциклопедический словарь / Под ред. Б. П. Жукова. — М.: Янус-К, 2000.

39. Многоразовый орбитальный корабль «Буран» / Под ред. Ю. П. Семенова. — М.: Машиностроение, 1995.

40. *Первов М. А.* Ракетное оружие РВСН. — М.: Виоланта, 1999.

Информация по ракетным двигателям в сети Интернет

1. Федеральное космическое агентство России. — http://*www*.federalspace.ru
2. Новости космонавтики. — http://*www*.novosti-kosmonavtiki.ru
3. Международная федерация космонавтики. — http://*www*.iafastro.com
4. Многоразовый транспортно-космический комплекс «Энергия–Буран». — http://*www*.buran.ru
5. НПО «Энергомаш» им. акад. В. П. Глушко. — http://*www*.npoenergomash.ru
6. РКК «Энергия» им. акад. С. П. Королева. — http://*www*.energia.ru
7. Российская космическая научная сеть Интернет. — http://*www*.rssi.ru/cp1251/rssi.htm
8. ГКНЦ им. М.В. Хруничева. — http://*www*.khrunichev.ru
9. Центр эксплуатации объектов наземной космической инфраструктуры Космического агентства России. — http://*www*.tsenki.com
10. Библиотека конгресса США. — http://*www*.loc.gov
11. Европейское космическое агентство. — http://*www*.esa.int/esacp/index.html
12. Европейские новости космонавтики. — http://*www*.euronews.net
13. Лаборатория реактивного движения NASA. — http://*www*.jpl.nasa.gov
14. Научно-технологическая корпорация Китая. — http://*www*.spacechina.com/ espace
15. Центр аэронавтики и космонавтики Германии. — http://*www*.dlr.de/dlr-homepage
16. Жидкостные ракетные двигатели. — http://*www*.lpre.de

А
Аккумулятор давления 255,399
Арматура 272
Ампульная установка 447

Б
Баки 266
–, заборные устройства 267, 269
–, внутреннее устройство 267
–, воздушная (газовая) подушка 270
– нагруженные 266
–, наддув 261
– несущие 266
–, объем 270
– разгруженные 266
–, расположение 266
–, системы наддува 261
–, система опорожнения 297
–, форма 267
– тороидальные 267
– цилиндрические 267
– чечевицеобразные 267
– шаровые 267
Безгазогенераторная схема 388
Бронированные заряды 435

В
Время
– индукции воспламенения 79
– пребывания 78
– – условное 78, 229
– преобразования 78
Вытеснительная система подачи
– газобаллонная (см. газобаллонная подача) 254, 398
– – – с жидкостным аккумулятором давления (ЖАД) 399, 442
– – – с пороховым аккумулятором давления (ПАД) 399, 434
Вязкость продуктов сгорания 150

Г
Газобаллонная подача с подогревом газа 405
Газогенераторы 358
–, ЖГГ 363
–, ПГГ (см. парогазогенератор) 360
Гидравлические потери в арматуре 287, 291
– – – в охлаждающем тракте 287
– – – в трубопроводах 291
– – местные 291
– – из-за трения 291
Гидропиропневмоэлектросистема 254
Головка камеры 106
–, влияние на удельный импульс 112, 127
– – плоская 106
– –, пропускная способность 80
– –, размещение форсунок 110
– – сферическая 108
– – шатровая 109
Горение 77
– неустойчивое (см. неустойчивое горение) 231
Горючее 14

Д
Давление замыкания схемы 373
– на входе в насос 314
– наддува баков 261
– насыщенных паров 323
– подачи 287
Двигательная установка 254
– – без дожигания 255, 301
– –, запуск и останов 237, 259
– – многокамерная 302
– –, наддув баков 261
– –, основные элементы 254
– –, размещение ТНА 351, 353
– – с вытеснительной подачей (см. вытеснительная система подачи) 254
– – с дожиганием (см. двигательная установка с замкнутой схемой) 371
– – – –, потребная мощность ТНА 373

– – – –, предельное давление в камере 376
– – – –, схема без ЖГГ 388
– – – –, – «газ + газ» 393
– – – –, – «газ + жидкость» 372
– – – –, типы замкнутых схем 371
– – с предварительной заправкой 446
– – с турбонасосной подачей 301
– –, тяга и удельный импульс 263

Ж

Жидкостный ракетный двигатель 10
– – –, классификация 11
– – –, области применения 12
– – –, определение 10
– – –, основные параметры 15
– – –, топливо (см. топлива ЖРД) 12, 15
– – –, тяга 16
– – –, удельный импульс 16
– – –, характеристики (см. характеристики ЖРД) 21
– – –, утопленный 446

З

Заборные устройства 267
Зажигание (воспламенение) 238
Замкнутая схема (см. двигательная установка с дожиганием) 371
Запуск двигателя 237
– –, жесткость 239
– –, пик (заброс) давления 239
– – плавный 238
– – пушечный 238
– – ступенчатый 238

И

Импульс последействия 243
Испарение топлива 73

К

Кавитация в насосах 322
Кавитационный запас 323
Кавитационные характеристики 324
Камера двигателя 10
Камера сгорания 222
– – изобарическая 223
– – кольцевая 222, 228
– – коническая 222, 228
– –, объем 229
– –, распределение компонентов по сечению 115
– –, расходонапряженность 223
– –, – относительная 223
– –, расчеты на прочность 248
– – скоростная 224
– – трубчатая 225
– – цилиндрическая 222
– – шарообразная 222
Карданная подвеска 299
Клапаны 272
Комплекс β
– –, действительное значение 17
– –, теоретическое значение 23
Конвективный теплообмен (см. теплообмен в ЖРД) 143
Коэффициент быстроходности 316
– избытка окислителя 13
– камеры 23
– линейного расширения 142
– оребрения 197
– – геометрический 200
– полноты давления 23
– потерь 24
– – на входе 24, 35
– – из-за рассеяния 24, 30
– – из-за трения 24, 32
– – на тепловое сопротивление 23
– расхода струйной форсунки 81
– – центробежной форсунки 93
– сопла 24
– стеснения (загромождения) 320
– теплоотдачи 173
– тяги 17
– – в пустоте 18
– удельного импульса камеры 22
Коэффициенты импульсные 22
– энергетические 22
КПД насоса 315
– турбины 340
Кривая преобразования (выгорания) 77
Критический коэффициент кавитации 324

Л
Лучистый (радиационный) теплообмен 180

М
Масса удельная ДУ 251
Мембраны 274
Мощность насоса 315
– турбины 338
– потребная 316, 338
– располагаемая 338

Н
Насосы 312
–, давление на входе 314
–, кавитация (см. кавитация в насосах) 322
–, колесо центробежное 313
–, коэффициент быстроходности 316
–, КПД 315
–, мощность 315
–, напор 321
– объемные 312
–, объемный расход 314
– осевые 313
–, порядок расчета 325
–, примеры 355
–, совместная работа с турбиной 346
– струйные 312
–, характеристики 329
– центробежные 313
– шнековые 313
Недорасширение 54
Неустойчивое горение 231
Неустойчивость высокочастотная 234
– низкочастотная 232

О
Объем аккумулятора давления 401, 403
– баков 270
– камеры сгорания 229
– ПГГ 363
Окислитель 14
Оребренные охлаждающие тракты 197
Останов двигателя 243
Отрыв потока от стенок сопла 50
Охлаждающие тракты 190
Охлаждение двигателя (см. теплообмен в ЖРД) 134
– – абляционное 141
– – внутреннее 136
– – водородом 315
– – наружное 134
– –, особенности 128
– –, порядок расчета 168, 176, 206
– – радиационное 140, 211
– – смешанное 129
– –, способы 134
– – транспирационное 137, 139

П
Парогазогенератор 358, 360
Перерасширение 54
Пересчет тепловых потоков 178, 450
Период индукции воспламенения 76
Полутепловое сопло 222, 224
Пороховой аккумулятор давления 255, 350, 399
Потери в камере 23
– – клапанах 291
– – сопле 24, 29
– – турбине 340
– на тепловое сопротивление 24
– удельного импульса 22
Приведенная (характеристическая) длина 230
Пристеночный слой 174
Прочностные расчеты 248

Р
Равновесная температура стенки 211
Распыление 70
Расходный комплекс 17
Редукторы обратного хода 411
–, прямого хода 411, 414, 412
–, расчет 428, 431
–, характеристики 415
Регулирование 277

С
Системы заправки и слива 277
– запуска и останова 259
– наддува 261
– обеспечения режима работы 296
– опорожнения баков 297
– подачи 312
– смесеобразования 106
– управления и регулирования 293

Сопло 38
– идеальное 38
– исходное 38
– кольцевое 28
– коническое 27,37
– круглое 28
– оптимальное 42
– профилированное 28
– саморегулирующееся 55
– с угловым входом 28
– с центральным телом 28
– – – –, охлаждение 66, 220
– – – –, преимущества и недостатки 66
– – – –, расчет 58, 62
– – – – укороченное 61
– – – –, характеристики 38, 41
– – – – тарельчатое 28, 57
– – – – укороченное 41
– – – – штыревое 28, 53
Стартер 350
Степень парциальности 337
– расширения сопла геометрическая 19
– – газа в сопле 19

Т
Тарельчатое сопло 28, 57
Твердое топливо 435
Теплообмен в ЖРД 128
– конвективный 143
– радиационный 180
Теплопроводность 197
Топлива ЖРД 15
– –, горючие 12, 14
– –, окислители 12, 14
–, основные свойства 15
Трубопроводы 285
Турбины 333
– активные 335
–, выбор противодавления 339
–, выбор числа оборотов 351
–, газогенераторы 358
–, классификация 333
–, компоновка 351
–, КПД 340
– многоступенчатые 336
–, мощность 338
–, – на 1 Н тяги 338
– одноступенчатые 336
– парциальные 337
–, потребная мощность 338
–, примеры 353, 354
–, работа располагаемая 334
– радиальные 335
–, раскрутка 348
– реактивные 335
–, совместная работа с насосами 346
–, степень реактивности 335
–, – расширения газа 339
–, характеристики 344
Турбонасосная система подачи 254
Тяга 16
– в пустоте 16
– двигательной установки 263
– двигателя 263
– литровая 229

У
Удельный импульс 16
Условное время пребывания 229

Ф
Форсунки 79
– геометрическая, характеристика 92
– двухкомпонентные 102
–, коэффициент расхода 81, 93
–, размещение 110
– с пересекающимися струями 84
– струйные 79
– центробежные 80
Фронт пламени эффективный 165, 166

Х
Характеристика отрыва потока 50
Характеристики
– гидравлические насосов 329
– ЖРД
– редукторов 415
– сопел с центральным телом 54
– турбин 344
– – высотная 20
– – дроссельная 20
Характеристическая длина (см. приведенная длина) 230

Ц
Центробежные насосы (см. насосы) 313

Центробежные форсунки 86
– –, геометрическая характеристика 92
– – двухкомпонентные 102
– –, классификация 87
– –, расчет 99
– – тангенциальные 87
– – шнековые 87
– – эмульсионные 102

Э

Эквивалентный (гидравлический) диаметр 288
Эффективная скорость 16
– температура 149
Эффективный фронт пламени 185, 186

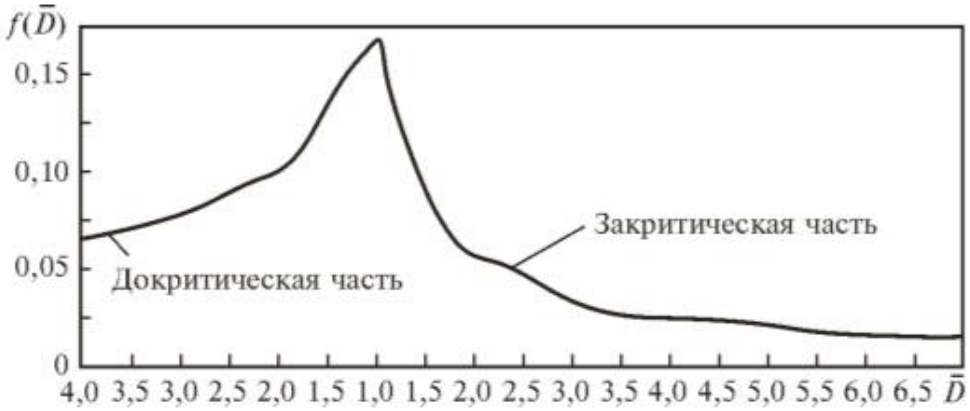


Рис. П.1. График $f(\bar{D}) = \beta_w (1 - \beta_w^2)^6 \bar{D}^{1,2}$

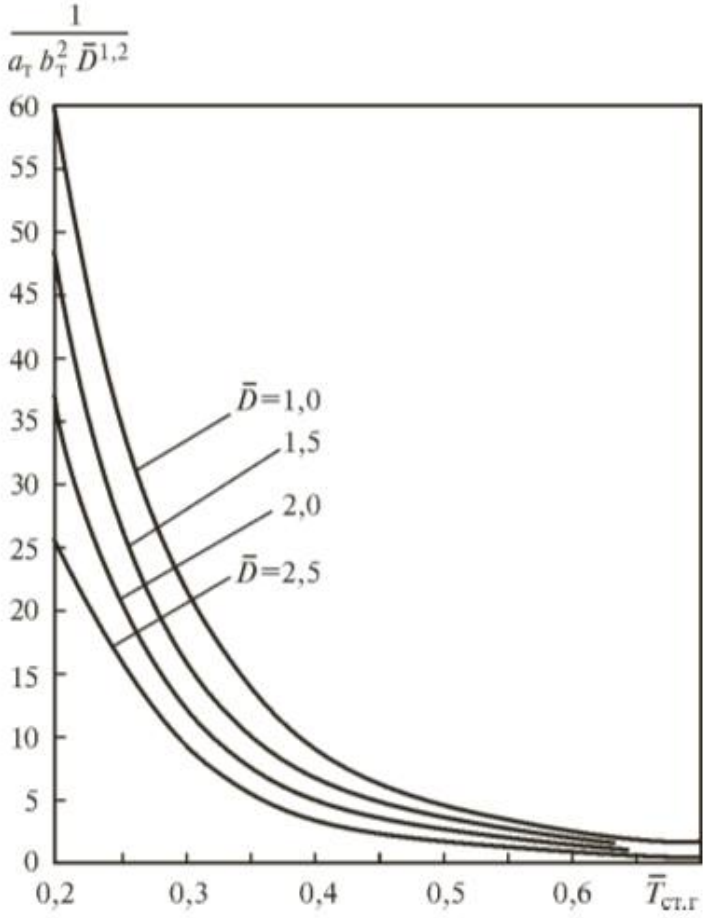


Рис. П.2. График $f(\bar{T}_{ст.г}, D) = \dfrac{1}{a_т b_т^2 \bar{D}^{1,2}}$, докритическая часть

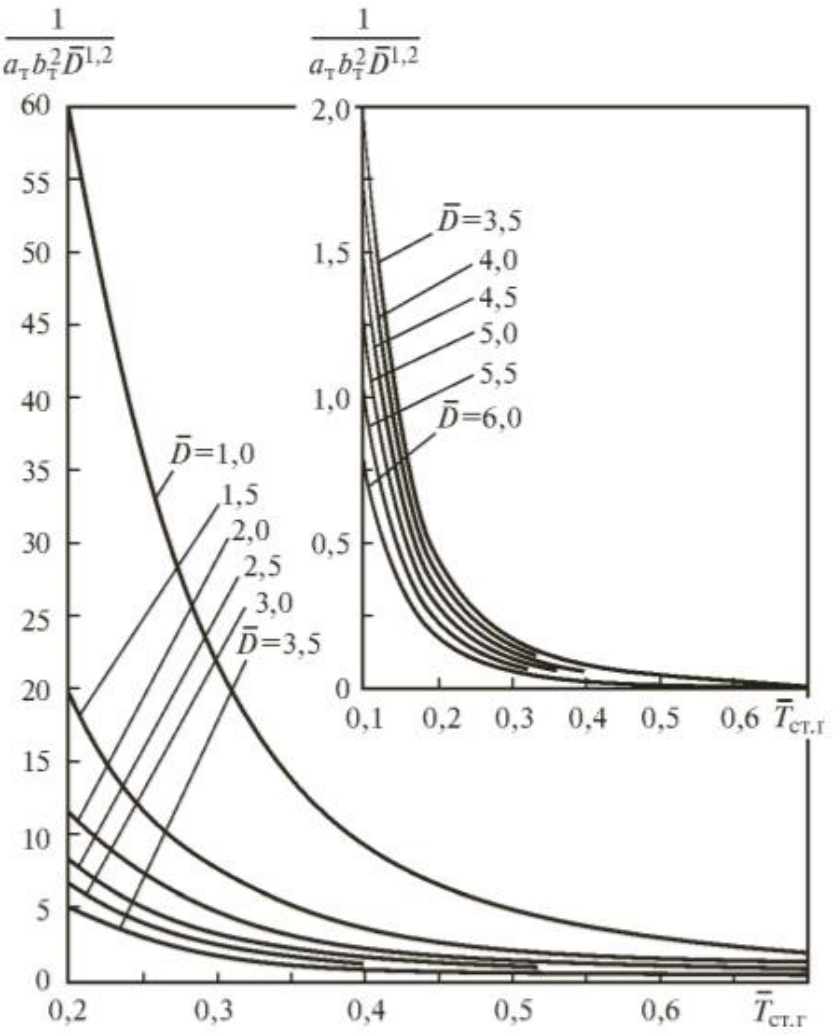


Рис. П.3. График $f(\bar{T}_{ст.г}, D) = \dfrac{1}{a_\tau b_\tau^2 \bar{D}^{1,2}}$, закритическая часть

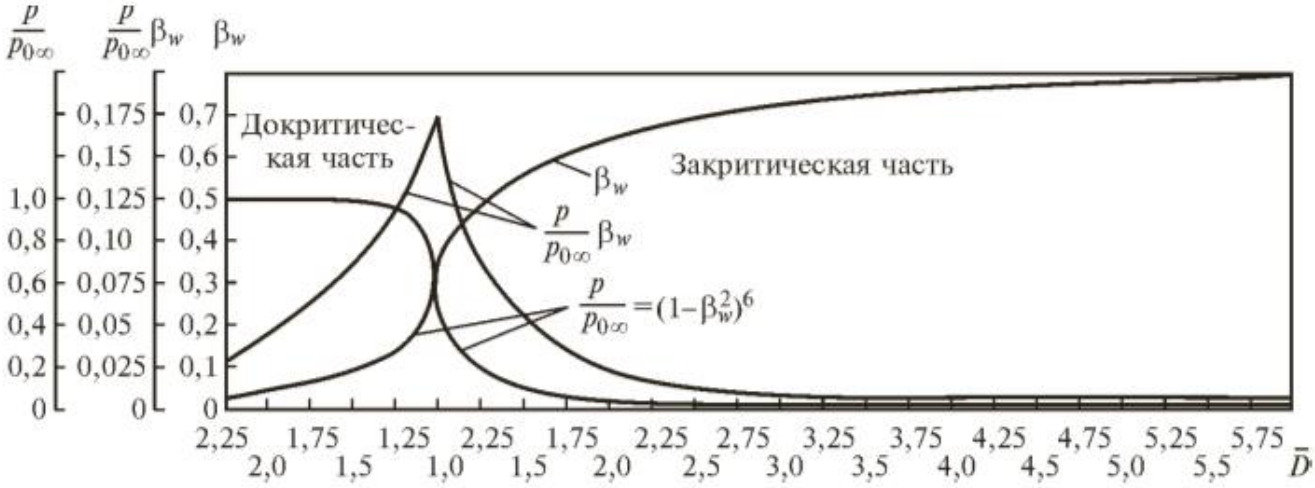


Рис. П.4. Зависимость β_w, $(1-\beta_w^2)^6$, $\beta_w(1-\beta_w^2)^6$ от $\bar{D}$

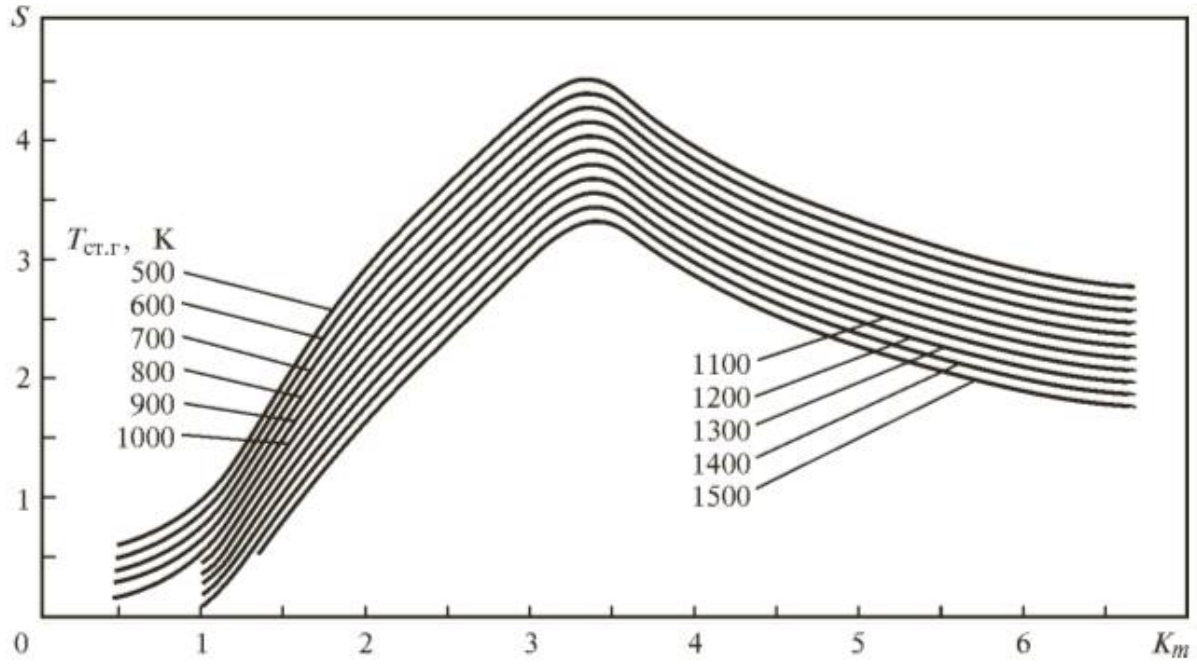


Рис. П.5. График для пересчета тепловых потоков: $O_{2ж}$ + керосин

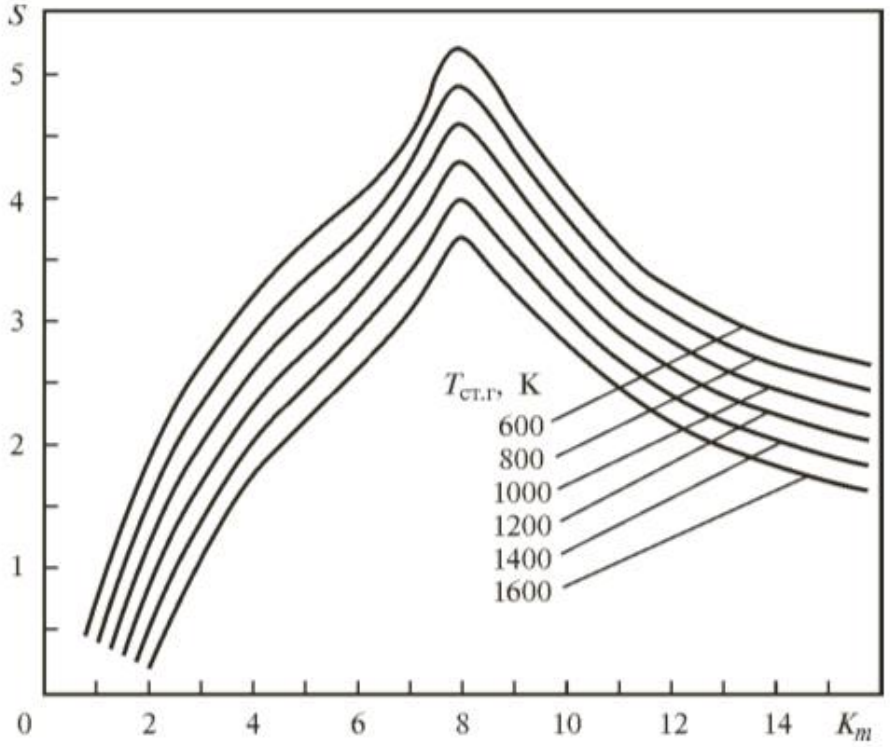


Рис. П.6. График для пересчета тепловых потоков: $O_{2ж}$ + $H_{2ж}$

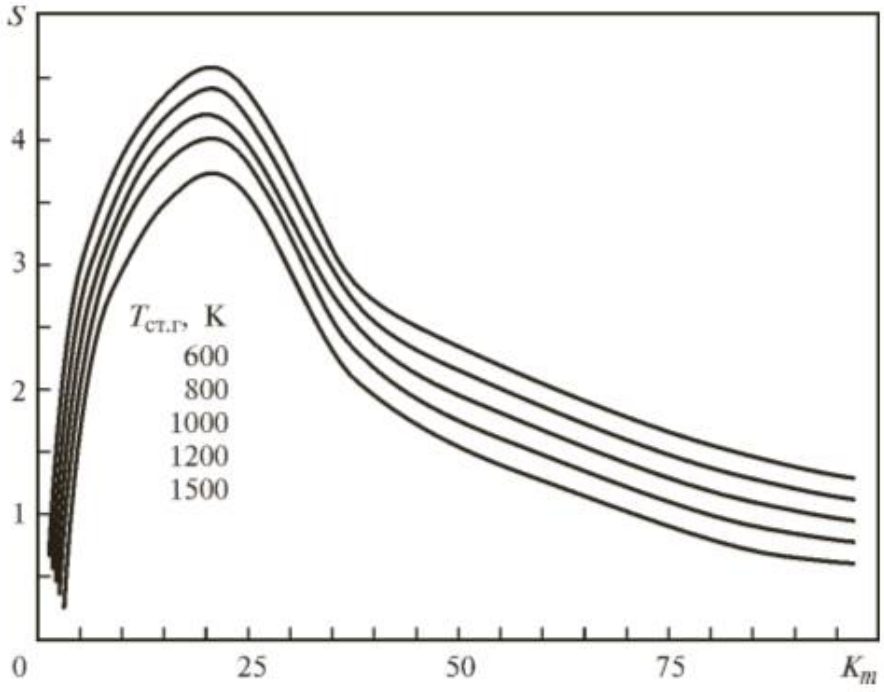


Рис. П.7. График для пересчета тепловых потоков: $F_{2ж} + H_{2ж}$

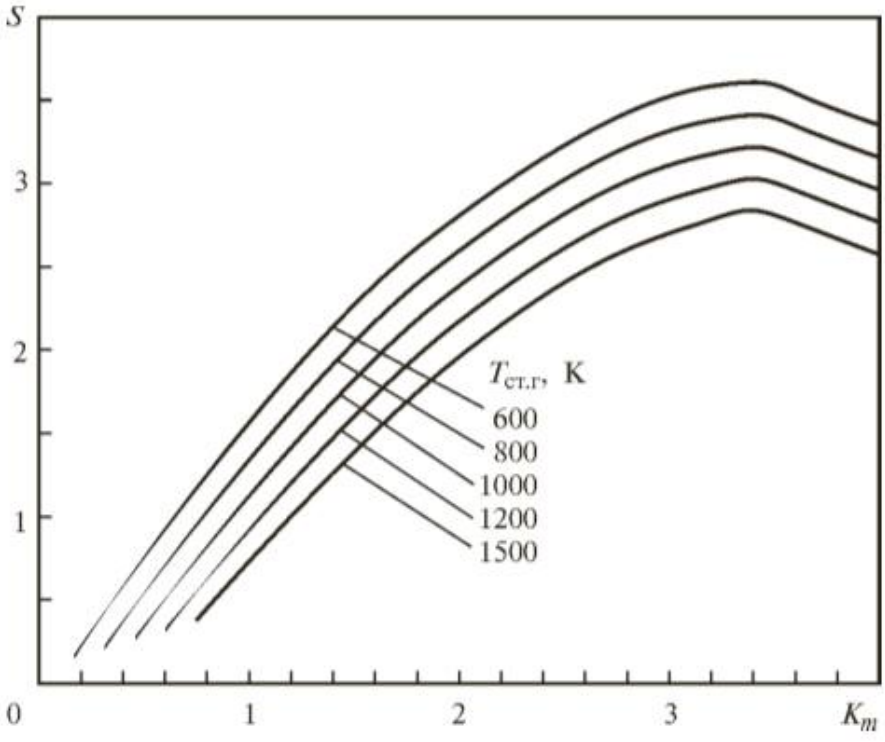


Рис. П.8. График для пересчета тепловых потоков: $F_{2ж} + NH_3$

Оглавление

Предисловие председателя редакционного совета 5
Из предисловия к первому изданию 7
Предисловие ко второму изданию 8
Глава 1. Общие сведения о ЖРД 10
1.1. Классификация ЖРД. Топлива 10
1.2. Основные параметры ЖРД 15
1.3. Системы коэффициентов потерь удельного импульса. Расход топлива и основные размеры сопла 22
Глава 2. Сопла ЖРД 27
2.1. Типы сопел и основные требования к ним 27
2.2. Потери удельного импульса в сопле ЖРД 29
2.3. Проектирование конических сопел 37
2.4. Основные исходные положения при построении профилированного сопла 38
2.5. Укороченные и оптимальные сопла 41
2.6. Приближенный метод построения контура оптимального сопла 45
2.7. Работа сопла на нерасчетных режимах при больших противодавлениях 49
2.8. Работа и характеристики сопел с центральным телом 52
2.9. Расчет сопел с центральным телом 58
Глава 3. Смесеобразование и смесительная головка камеры ЖРД 68
3.1. Основные стадии процессов смесеобразования и горения топлив 68
3.2. Струйные форсунки 79
3.3. Центробежные форсунки 86
3.4. Двухкомпонентные форсунки 102
3.5. Головки камер ЖРД 106
3.6. Влияние конструкции головки на смесеобразование и удельный импульс 112
Глава 4. Охлаждение ЖРД 128
4.1. Теплообмен в ЖРД 128
4.2. Способы охлаждения ЖРД 134
4.3. Процесс конвективной теплоотдачи от газа к стенке 143
4.4. Интегральные соотношения энергии и импульсов для пограничного слоя 150
4.5. Решение интегрального соотношения энергии 162
4.6. Расчет конвективного теплообмена в ЖРД 168
4.7. Пересчет конвективных тепловых потоков 178
4.8. Определение лучистых тепловых потоков 180
4.9. Определение теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости 187
4.10. Формы охлаждающих трактов камер ЖРД 190
4.11. Расчет теплоотдачи в оребренном охлаждающем тракте 197
4.12. Расчет охлаждения ЖРД 206
4.13. Некоторые специальные случаи охлаждения ЖРД 211
Глава 5. Камеры сгорания ЖРД 222
5.1. Формы и примеры выполненных камер сгорания ЖРД 222
5.2. Определение объема камеры сгорания 229

5.3. Неустойчивое горение ... 231
5.4. Запуск и останов двигателя ... 237
5.5. Импульс последействия ... 243
5.6. Расчет камеры двигателя на прочность ... 248
5.7. Дополнительные замечания ... 251
Глава 6. Двигательные установки ... 254
6.1. Системы подачи ... 254
6.2. Двигательные установки с турбонасосной системой подачи ... 256
6.3. Тяга и удельный импульс двигательной установки ... 263
6.4. Топливные баки ... 266
6.5. Арматура системы подачи ... 272
6.6. Определение давления подачи и гидравлических характеристик системы подачи ... 287
6.7. Системы управления и регулирования ЖРД ... 293
6.8. Примеры выполненных двигателей без дожигания с турбонасосной подачей ... 301
Глава 7. Турбонасосные агрегаты ... 312
7.1. Насосы для подачи компонентов в ЖРД ... 312
7.2. Расчет и характеристики насосов ЖРД ... 325
7.3. Турбины ТНА ... 333
7.4. Совместная работа турбины и насосов ... 346
7.5. Газогенераторы ... 358
Глава 8. Двигательные установки с дожиганием ... 370
8.1. Замкнутая схема «газ + жидкость» ... 371
8.2. Двигатель с дожиганием без ЖГГ ... 387
8.3. Схема «газ + газ» ... 392
8.4. Основные параметры ЖРД с дожиганием ... 396
Глава 9. Двигательные установки с вытеснительной системой подачи ... 397
9.1. Газобаллонная система подачи ... 398
9.2. Примеры двигательных установок с газобаллонной подачей ... 405
9.3. Редукторы давления газа ... 409
9.4. Характеристики редукторов ... 414
9.5. Расчет редуктора ... 427
9.6. Вытеснительные системы подач с пороховым и жидкостным аккумуляторами давления ... 433
9.7. Двигательные установки с предварительной заправкой ... 445
Список литературы ... 447
Информация по ракетным двигателям в сети Интернет ... 449
Предметный указатель ... 450
Приложение ... 455

Учебное издание

Добровольский Мстислав Владимирович

ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Основы проектирования

Редактор *Н. И. Воронина*
Технический редактор *Э. А. Кулакова*
Художник *А.С. Ключева*
Корректор *Э.Я. Ахадова*
Компьютерная графика *Т.Ю. Кутузовой*
Компьютерная верстка *М. А. Гольдман*

В оформлении использованы шрифты Студии Артемия Лебедева.

Оригинал-макет подготовлен
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 01.09.2015. Формат 70×100 1/16.
Усл. печ. л. 37,7 + 0,65 цв. вкл. Тираж 500 экз. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5, стр. 1.
press@bmstu.ru www.baumanpress.ru

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5, стр. 1
baumanprint@gmail.com