

Г. Б. СИНЯРЕВ
М. В. ДОБРОВОЛЬСКИЙ

ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ОБОРОНГИЗ
1955

Г. Б. СИНЯРЕВ и М. В. ДОБРОВОЛЬСКИЙ

ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ

*Допущено
Министерством оборонной промышленности СССР
в качестве учебника для техникумов*

*Глубокоуважаемому
Александру Павловичу Ванитеву
от авторов*

Г. Синярев

М. В. Добровольский

28.11.55.

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО ОБОРОННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
Москва 1955

В книге излагаются основы теории жидкостных ракетных двигателей и методы проектирования их основных деталей и узлов. Приводятся необходимые данные для расчета силы тяги и определения основных размеров всех агрегатов и узлов жидкостных ракетных двигателей. Даются примеры, иллюстрирующие применение излагаемых методов расчета.

Книга является учебником для техникумов, но может быть также полезна для работников, специализирующихся в области ракетной техники.

Рецензент докт. техн. наук проф. Ю. А. Победоносцев.
Научный редактор канд. техн. наук Л. А. Квасников

Зав. редакцией инж. А. И. Соколов

ПРЕДИСЛОВИЕ

В послевоенные годы получили широкое развитие ракетные двигатели и ракеты.

Ракетные двигатели не только обеспечивают полеты с недостижимой ранее скоростью в пределах Земли, но и открывают совершенно новые возможности завоевания межпланетных пространств.

Несмотря на кажущуюся простоту жидкостного ракетного двигателя, идея которого была высказана К. Э. Циолковским свыше 50 лет тому назад, практическое осуществление таких двигателей потребовало знаний и конструкторского опыта, соответствующих современному уровню развития науки и техники.

В данной книге сделана попытка систематически изложить теоретические основы и методы проектирования жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) применительно к программе техникумов.

При работе над книгой авторы считали необходимым в первую очередь выяснить физическую сущность процессов, происходящих в ЖРД, с тем, чтобы достигнуть возможно большей наглядности и доступности изложения.

Особенности протекания ряда процессов, происходящих в ЖРД, вынудили авторов изложить некоторые вопросы термодинамики и газодинамики применительно к рассматриваемым явлениям.

Методы теплового расчета, приведенные в книге, иллюстрированы примерами расчета рабочего процесса двигателей, работающих на наиболее распространенных топливах. Эти методы легко могут быть применены и для расчетов двигателей других типов.

В расчетах введено минимальное число коэффициентов, которые имеют простой физический смысл и определяются при экспериментальном изучении двигателя.

Ввиду ограниченности объема книги в некоторых случаях излагаются только общие принципы проектирования, которыми,

однако, можно воспользоваться при конкретном проектировании узлов ЖРД.

В основу данного учебника положен курс лекций, читанных одним из авторов с 1946 по 1953 г. В процессе совместной работы авторов конспекты этих лекций подверглись значительной переработке. При этом главы с I по VI включительно, гл. X и § 59—63 гл. IX были написаны Г. Б. Синяревым, а гл. VII, VIII и IX — М. В. Добровольским.

Авторы выражают благодарность проф. Ю. А. Победоносцеву, инженерам В. А. Гусеву, В. С. Инюшину и Н. И. Сидельникову, сделавшим при рецензировании рукописи ряд ценных замечаний, а также канд. техн. наук Л. А. Квасникову, взявшему на себя труд научного редактирования книги.

Изложение основ теории и проектирования жидкостных ракетных двигателей дано в книге в упрощенном виде и, возможно, не лишено недостатков. Поэтому авторы будут признательны всем, кто сообщит свои замечания и пожелания по существу и методу изложения материала.

Авторы

Москва, октябрь 1955 г.

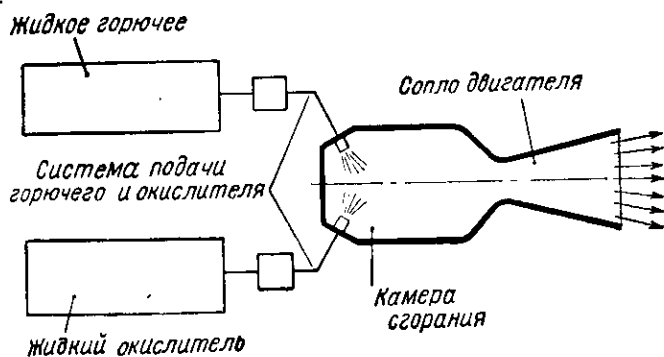
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
**ТЕОРИЯ И ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ
ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

§ 1. ЖИДКОСТНЫЙ РАКЕТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Жидкостным ракетным двигателем называется такой реактивный двигатель, который создает силу тяги за счет вытекания из его сопла продуктов сгорания жидкого топлива.



Фиг. 1. Схема жидкостного ракетного двигателя.

Схема устройства жидкостного ракетного двигателя приведена на фиг. 1.

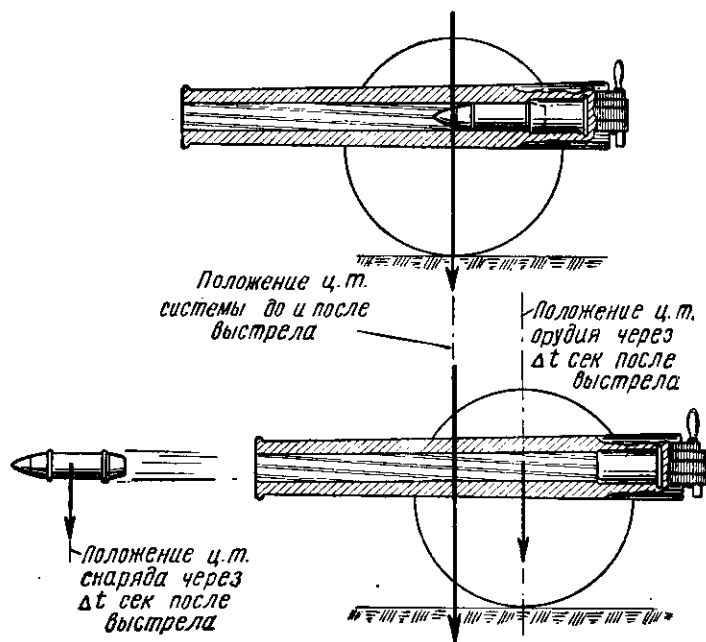
Жидкое горючее и жидкий окислитель из баков тем или иным способом (например, насосами) под давлением подаются в камеру двигателя, где в результате сгорания из жидкого топлива образуются газообразные продукты сгорания, нагретые до высокой температуры. Эти продукты сгорания расширяются в сопловом канале от давления камеры до давления на срезе сопла и вытекают в окружающую среду с большой скоростью.

Истечение газов из сопла является причиной возникновения реактивной силы (силы тяги) двигателя.

§ 2. РЕАКТИВНЫЕ СИЛЫ

В окружающей нас природе, а также во многих машинах и устройствах мы повседневно сталкиваемся с действием реактивных сил. Приведем несколько примеров.

При выстреле, в момент вылета снаряда, на орудие действует сила, направленная в сторону, обратную движению снаряда. Это — *сила отдачи*. Она вызывает откат орудия или его ствола. Чтобы выяснить, как возникает эта сила, рассмотрим явления, происходящие в замкнутой системе орудие — снаряд. При этом будем счи-



Фиг. 2. Возникновение силы отдачи.

тать, что на систему никакие другие силы (например, силы трения) не действуют. Тогда на орудие и снаряд в момент выстрела действует только внутренняя (для рассматриваемой системы) сила давления пороховых газов.

В соответствии с основным законом механики центр тяжести (ц. т.) нашей системы (если она до выстрела была неподвижна) не будет перемещаться, поскольку на систему не действуют внешние силы (фиг. 2). Так как снаряд удаляется от орудия, то для сохранения неизменного положения центра тяжести системы снаряд—орудие, орудие должно переместиться в сторону, обратную движению снаряда.

Однако для того, чтобы орудие в момент выстрела переместилось в указанном направлении, на него должна действовать некоторая сила. Определим ее величину.

Для этого запишем уравнение Ньютона в виде:

$$P_{\text{сн}} = m \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (1.1)$$

В этом выражении $P_{\text{сн}}$ есть сила, действующая на снаряд и сообщающая массе снаряда m (отбрасываемой массе) ускорение $\frac{\Delta v}{\Delta t}$. Но так как в нашей системе имеется только два тела: орудие и снаряд, то сила, ускорившая снаряд, должна действовать в обратном направлении на орудие, как сила реакции со стороны отбрасываемой массы на отбрасывающую. По величине эти силы должны быть равны, т. е.

$$P_{\text{ор}} = -P_{\text{сн}} = -m \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (1.2)$$

Если за время Δt скорость снаряда изменится от v_1 до v_2 , то выражение (1.2) примет вид

$$P_{\text{ор}} \Delta t = -m(v_2 - v_1), \quad (1.3)$$

или

$$P_{\text{ор}} \Delta t = -(mv_2 - mv_1).$$

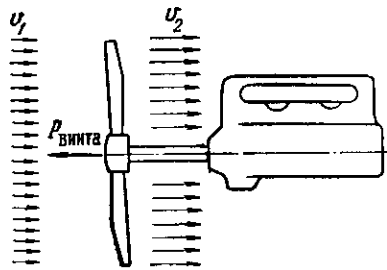
Произведение силы на время носит название импульса. Формула (1.3) является выражением очень важного закона механики, так называемой теоремы импульсов. Эту теорему можно сформулировать следующим образом: *в замкнутой системе импульс силы, возникающий вследствие ускорения отбрасываемой массы, равен изменению количества движения отбрасываемой массы. Направление этой силы всегда обратно ускорению, сообщаемому отбрасываемой массе.*

Исследованная нами сила является реактивной силой (силой отдачи), возникающей всегда, когда в системе тел имеется отбрасывание некоторой массы с ускорением.

Другим примером возникновения реактивной силы является работа воздушного винта самолетной винтомоторной установки или работа гребного винта судовой двигательной установки (фиг. 3).

При работе винта за счет энергии, затрачиваемой двигателем на его вращение, воздух (или вода), набегающий на винт со скоростью движения винта вместе с аппаратом v_1 , ускоряется и отбрасывается со скоростью v_2 , большей, чем скорость v_1 ; при этом возникает сила отдачи отбрасываемой массы воздуха (или воды), т. е. реактивная сила. Применив к этому случаю уравнение (1.3), получим

$$P_{\text{винта}} \Delta t = -m(v_2 - v_1). \quad (1.4)$$



Фиг. 3. Реактивная сила винта.

Выражение (I. 4) можно переписать, опуская знак минус, указывающий направление силы

$$P_{\text{винта}} = \frac{m}{\Delta t} (v_2 - v_1). \quad (\text{I. 5})$$

Величина $\frac{m}{\Delta t}$ представляет собой расход массы воздуха в единицу времени. Величина $(v_2 - v_1)$ есть изменение скорости, которое получает эта масса при взаимодействии с винтом. Реактивная сила, действующая на винт, в рассмотренном случае направлена против набегающего потока. Она представляет собой тяговое усилие, перемещающее самолет или корабль.

Аналогично реактивная сила возникает при вытекании струи жидкости из так называемого сегнера колеса (фиг. 4), при движении автомобиля, гребной лодки, водометного катера и т. д.

Во всех этих случаях *реактивная сила есть сила отдачи, возникающая при отбрасывании некоторой массы*. Величина этой силы тем больше, чем больше отбрасываемая масса и скорость отбрасывания ее. Рассмотрим, как возникает реактивная сила в жидкостном ракетном двигателе.

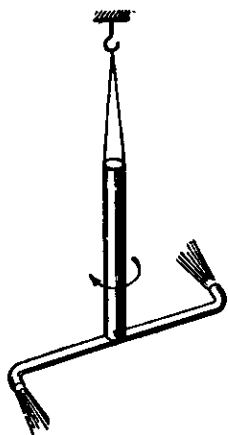
Возвращаясь к фиг. 1, мы видим, что в процессе работы жидкостного ракетного двигателя в замкнутой системе двигатель — продукты сгорания происходит непрерывное отбрасывание массы продуктов сгорания. В этом отношении ракетный двигатель аналогичен орудью, только в двигателе происходит отбрасывание не снаряда, а частичек газа. При этом отбрасывание газа в ракетном двигателе происходит непрерывно, точно так же, как при работе винта происходит непрерывное отбрасывание воздуха или воды. Поэтому реактивную силу, развиваемую жидкостным ракетным двигателем, можно выразить уравнением (I. 5). Эта сила направлена в сторону, противоположную направлению выбрасывания частиц. Величина реактивной силы будет тем больше, чем больше секундный расход продуктов сгорания и чем большую скорость имеют они при выходе из двигателя.

Очень важным является то, что реактивная сила, развиваемая двигателем, представляет собой силу, возникающую внутри изолированной системы, поэтому реактивная сила может быть создана жидкостным ракетным двигателем как в атмосфере, так и вне ее, как в поле тяготения, так и вне его.

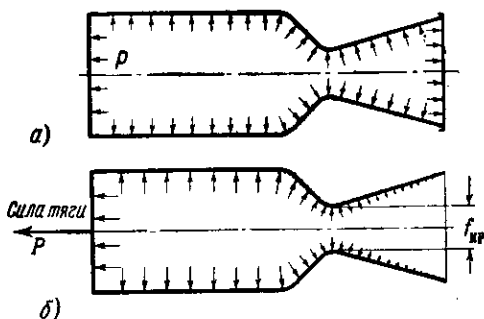
Возникновение реактивной силы в ЖРД можно объяснить и другим способом. Эту силу можно рассматривать как результирующую сил давления, действующих на стенки двигателя. Если закрыть выходное сечение сопла крышкой (фиг. 5а) и заполнить двигатель газом под избыточным давлением p , то, естественно, никакой реактивной силы создано не будет, так как составляющие сил внутреннего давления на стенки двигателя по любому направлению будут уравновешены.

Если открыть крышку, то из двигателя начнется истечение газа. Теперь силы, действующие на стенки двигателя вдоль его оси, не будут уравновешиваться, так как давление на стенки двигателя

будет переменным, как это показано на фиг. 5,б. Равнодействующая сил в направлении оси открытого сопла будет представлять собой реактивную силу тяги P , развиваемую двигателем.



Фиг. 4. Сегнерово колесо.



Фиг. 5. Возникновение реактивной силы в ЖРД.

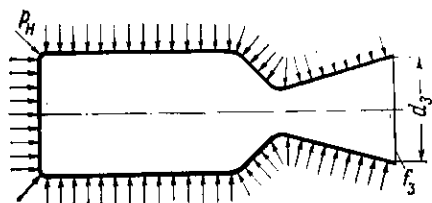
Основная часть силы P составляет произведение давления в камере p на величину критического сечения сопла $f_{кр}$.

§ 3. СИЛА ТЯГИ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Вывод уравнения силы тяги

В предыдущих параграфах было рассмотрено, как возникают реактивные силы вообще и сила тяги ракетного двигателя в частности. Теперь следует получить рабочую формулу для вычисления силы тяги ЖРД.

При выводе уравнения силы тяги ЖРД необходимо сделать следующие допущения. Силу тяги ЖРД будем вычислять без учета сил, возникающих за счет наружного обтекания двигателя встречным потоком воздуха. Математически это означает, что давление на всей наружной поверхности стенок ЖРД (кроме выходного сечения сопла) считается постоянным и равным давлению в невозмущенной среде, окружающей двигатель. Другими словами, давление на всей наружной поверхности двигателя принимается равным атмосферному давлению p_H на высоте, где в данный момент работает двигатель (фиг. 6).



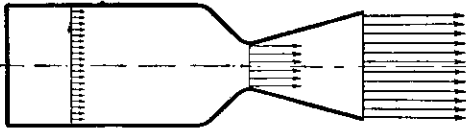
Фиг. 6. Распределение давлений на внешней поверхности ЖРД.

Течение газа по соплу двигателя принимается одномерным, т. е. таким, когда в каждой точке любого поперечного сечения газового

потока в камере и сопле, в том числе и на срезе сопла, скорости газа по сечению равны между собой и направлены вдоль оси сопла (фиг. 7).

Движение продуктов сгорания по двигателю считается установившимся, т. е. принимается, что скорости и давление их в каждом данном сечении не изменяются с течением времени.

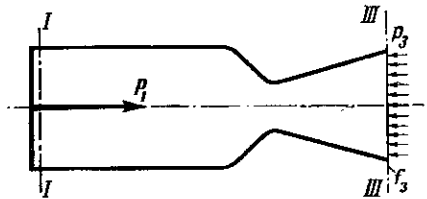
Считаем, что впрыск жидких компонентов топлива в ЖРД происходит беспорядочно (в разных направлениях), с очень малой скоростью, вследствие чего количество движения, вносимое в двигатель жидким топливом (в направлении оси двигателя), считаем пренебрежимо малым. Топливо перевозится в баках вместе с двигателем, поэтому его начальная скорость относительно ракеты и двигателя равна нулю.



Фиг. 7. Условная схема одномерного течения газа, принимаемая при расчете ЖРД.

При выводе формулы силы тяги рассмотрим общий случай, когда давление в потоке газа на срезе сопла p_3 не равно наружному давлению p_H . Наша задача состоит в том, чтобы определить все силы, действующие на твердые стенки двигателя, и найти равнодействующую этих сил, т. е. силу тяги. Искомая сила складывается из силы, действующей на внутренние стенки двигателя P_1 , и силы, действующей на наружные стенки P_2 .

На газовый поток, находящийся в данный момент в двигателе (до выходного сечения сопла), действуют силы со стороны твердых стенок двигателя и со стороны газа, находящегося за выходным сечением сопла (фиг. 8). Обратим внимание на то, что сила, действующая со стороны стенок двигателя на газовый поток, равна по величине и обратна по направлению интересующей нас силе, действующей со стороны газового потока на стенки двигателя. Таким образом, на газовый поток будет действовать сила $-P_1$. При этом знак минус, введенный нами перед силой P_1 , обозначает то, что рассматриваемые силы обратны по направлению.



Фиг. 8. Силы, действующие на газовый поток в камере двигателя.

P_1 —равнодействующая сил, действующих со стороны стенок на газовый поток;
 p_3 —давление, действующее на газовый поток со стороны газа, находящегося за выходным сечением.

Считаем двигатель осесимметричным телом. Все составляющие сил давления на газ со стороны стенок, направленные радиально, взаимно уравновешиваются. Неуравновешенными остаются только осевые силы, которые в сумме и дают силу $-P_1$; направление ее совпадает с осью двигателя.

Для определения действительного направления силы тяги примем за положительное направление ось двигателя, ориентированную против движения газов.

В этом случае сила, действующая на газовый поток со стороны части газового потока, находящейся за выходным сечением сопла, будет равна $+p_3 f_3$, а суммарная сила P_2 , действующая на часть газового потока, находящуюся в двигателе, будет равна алгебраической сумме сил

$$P_2 = -P_1 + p_3 f_3. \quad (I. 6)$$

При выбранном нами положительном направлении скорость движения газа, вытекающего из двигателя, имеет отрицательный знак. Величина прироста скорости газа между сечениями I и III составит $-\omega_3 - (-\omega_1)$. Так как по принятому нами допущению скорость входа жидкости в двигатель пренебрежимо мала, то можно считать $\omega_1 = 0$. Тогда величина прироста скорости будет равна $-\omega_3$.

В течение промежутка времени Δt этот прирост скорости получит масса газа (или топлива) Δm , поступившая в двигатель за то же время.

Согласно теореме импульсов (см. стр. 7) можно написать

$$P_2 \Delta t = \Delta m (-\omega_3). \quad (I. 7)$$

Масса топлива, поступившая в двигатель за время Δt , равна

$$\Delta m = \frac{G}{g} \Delta t,$$

где G — секундный расход топлива;
 g — ускорение земного притяжения.

Подставив это выражение для Δm в выражение (I. 7), получим

$$-P_1 + p_3 f_3 = -\frac{G}{g} \omega_3. \quad (I. 8)$$

Из соотношения (I. 8) мы получим величину силы P_1 , действующей на внутренние твердые стенки двигателя со стороны ускоряющегося потока газа, т. е. реактивную силу

$$P_1 = \frac{G}{g} \omega_3 + p_3 f_3.$$

Найдем теперь силу P_2 , действующую на внешние стенки двигателя. Эта сила получается вследствие того, что на наружные стенки двигателя действует давление p_H .

Равнодействующая этих сил внешнего давления P_2 , как легко видеть из фиг. 6, составит $P_2 = -f_3 p_H$ и направлена вдоль оси двигателя. Других сил, действующих на твердые стенки двигателя, нет. Радиальные силы взаимно уравновешиваются, поэтому полная сила, действующая на двигатель, составит

$$P = P_1 + P_2 = \frac{G}{g} \omega_3 + f_3 p_3 - f_3 p_H$$

или окончательно

$$P = \frac{G}{g} w_3 + f_3(p_3 - p_H). \quad (1.9)$$

Сила P и есть сила тяги ЖРД.

Формула (1.9) является основной формулой для определения силы тяги жидкостного ракетного двигателя.

При давлении на срезе сопла p_3 , равном давлению окружающей среды p_H , член $f_3(p_3 - p_H)$, очевидно, равен нулю и формула для определения силы тяги примет вид

$$P = \frac{G}{g} w_3. \quad (1.10)$$

Как видно из выражения (1.9), общая сила тяги разделяется на две составляющие: первая составляющая $\frac{G}{g} w_3$ зависит от скорости истечения газов; эту часть силы тяги называют *кинетической составляющей* и обозначают P_k . Вторая составляющая силы тяги $f_3(p_3 - p_H)$ включает в себя только статические силы давления. Эта часть силы тяги называется *статической составляющей* и обозначается $P_{ст}$. Таким образом,

$$P = P_k + P_{ст}, \quad (1.11)$$

где $P_k = \frac{G}{g} w_3$; $P_{ст} = f_3(p_3 - p_H)$.

Сила тяги в принятой у нас метрической системе мер выражается в килограммах, а входящие в уравнение (1.9) величины: расход газа G в *кг/сек*, скорость истечения w в *м/сек*; давление p в абсолютных атмосферах, площадь в *см²* и ускорение силы тяжести g в *м/сек²*.

Отметим несколько обстоятельств, позволяющих оценить точность полученного выражения для определения силы тяги.

Пренебрежение скоростью w_1 входа жидкости в двигатель оправдывается тем, что сама система подачи создает дополнительную тягу. Эта тяга возникает за счет разгона топлива от скорости $w_0 = 0$ в баке до скорости w_1 входа в камеру двигателя, что полностью компенсирует ошибку в тяге двигателя.

При обтекании потоком газа какого-либо тела, как известно, возникает сила сопротивления, направленная против движения этого тела. Такая сила, естественно, возникла бы и при внешнем обтекании двигателя набегающим потоком воздуха, однако в реальных ракетах двигатель, как правило, находится внутри оболочки ракеты или обтекателя, составляющего одно целое с оболочкой ракеты. Поэтому сила сопротивления перемещению двигателя в атмосфере никогда не рассматривается самостоятельно, а включается в аэродинамические силы, действующие на летательный аппарат в целом.

Следует отметить, однако, что характер обтекания ракеты, а следовательно, и величина аэродинамического сопротивления ее, довольно значительно изменяется в зависимости от того, работает ли двигатель или нет. Если двигатель не работает, то за соплом образуется область разрежения, т. е. область отрицательных давлений, которая создает значительное сопротивление движению ракеты. При работающем двигателе эта зона ликвидируется, так как она заполняется продуктами сгорания, вытекающими из сопла, и сопротивление движению ракеты уменьшается.

Влияние двигателя на сопротивление ракеты тем меньше, чем меньше плотность атмосферы. Оно уменьшается с высотой, так что на больших высотах, где плотность воздуха ничтожна, влияние аэродинамических сил на полет ракеты и силу тяги практически исчезает.

При течении газа по соплу элементарные объемы газа, особенно текущие у стенок сопла, приобретают не только осевую скорость, но и радиальную. В действительности следовало бы учитывать отклонение направления скорости вытекающего из сопла потока от оси двигателя. Эти отклонения, однако, очень малы, поэтому в большинстве случаев ими пренебрегают. Если они становятся заметными, то применяют специальные профилированные сопла, выравнивающие поток и выбрасывающие продукты сгорания в направлении, весьма близком к осевому.

Как видим, условия работы реального ЖРД в основном очень близки к тем, которые приняты в наших предположениях, поэтому формула (I.9) дает достаточно точное значение величины тяги.

Удельная тяга

Формула (I.9) определяет абсолютную величину реактивной тяги двигателя. Однако абсолютная величина развиваемой тяги никак не характеризует степень совершенства работы ЖРД. Качественным показателем работы ЖРД является удельная тяга. Под *удельной тягой* $P_{уд}$ понимается тяга, приходящаяся на 1 кг/сек расходуемого топлива.

Для вычисления удельной тяги надо полную тягу двигателя разделить на общий секундный расход топлива

$$P_{уд} = \frac{P}{G} \quad (I.12)$$

или

$$P_{уд} = \frac{w_3}{g} + \frac{f_3}{G} (p_3 - p_H). \quad (I.13)$$

Размерность удельной тяги кгсек/кг. Удельную тягу иногда называют также *удельным импульсом*. Если считать, что давление газа на срезе сопла равно давлению окружающей атмосферы, т. е. $p_3 = p_H$, то окажется, что удельная тяга зависит только от скорости истечения

$$P_{уд} = \frac{w_3}{g} \approx 0,1 w_3. \quad (I.14)$$

Так как $P = P_{уд}G$, то очевидно, чем больше удельная тяга, тем меньший расход компонентов необходим для получения заданной тяги. Поэтому всегда следует стремиться получить возможно большую удельную тягу. Чем больше удельная тяга на данном топливе, тем лучше организован рабочий процесс в двигателе. Так как удельная тяга примерно пропорциональна скорости истечения, то двигатели и топлива часто характеризуются не величиной удельной тяги, а величиной скорости истечения.

Наличие в полном выражении удельной тяги (I.13) двух разнородных величин: скорости и статических сил не всегда удобно в расчетах, поэтому иногда в рассмотрение вводят *эффективную скорость истечения* w_e , которая определяется из следующего соотношения:

$$P_{уд} = \frac{w_e}{g} = \frac{w_3}{g} + \frac{f_3(p_3 - p_H)}{G},$$

откуда

$$w_e = w_3 + \frac{g}{G} f_3 (p_3 - p_H). \quad (I.15)$$

Сила тяги, а следовательно, и удельная сила тяги ракетных двигателей, зависит от высоты, на которой работает двигатель. При этом с увеличением высоты и уменьшением атмосферного давления сила тяги увеличивается за счет уменьшения неуравновешенной силы давления окружающей двигатель атмосферы на стенки двигателя $f_3 p_H$. На таких высотах, где давление p_H исчезающе мало, тяга равна

$$P = G \frac{w_3}{g} + f_3 p_3.$$

Тяга и, особенно, удельная тяга в пустоте являются величинами, не зависящими от давления окружающей атмосферы, т. е. величинами, характеризующими только двигатель. Поэтому тяга и удельная тяга в пустоте часто используются для оценки ракетного двигателя.

Удельная тяга в пустоте $P_{удп}$ для современных двигателей равна 220—250 кгсек/кг. Можно ожидать в ближайшем будущем ее увеличения до 260—300 кгсек/кг.

§ 4. РЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ — ДВИГАТЕЛЬ ПРЯМОЙ РЕАКЦИИ

Двигатели прямой и непрямой реакции

Мы знаем, что реактивная сила жидкостного ракетного двигателя создается вследствие увеличения количества движения массы продуктов сгорания, протекающей через двигатель. В этом отношении ЖРД работает совершенно так же, как работают другие движители: например, винты самолета или корабля. Однако между этими аппаратами есть существенная разница.

Винт — движитель винтомоторной установки самолета должен получать механическую работу, необходимую для ускорения потока и создания силы тяги от другой машины — двигателя. Так как сила реакции, создаваемая движителем за счет работы двигателя, приложена не к двигателю, а к движителю и создается за счет ускорения и увеличения количества движения посторонней для двигателя массы, то винтомоторная установка может быть названа *двигателем непрямой реакции*.

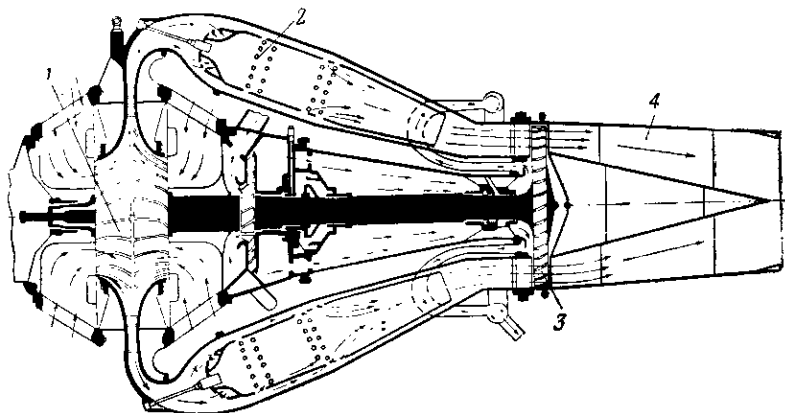
В противоположность этому в жидкостном ракетном двигателе рабочим телом двигателя и движителя являются одни и те же продукты сгорания топлива. Сила тяги получается непосредственно без каких-либо промежуточных устройств.

Таким образом, жидкостный ракетный двигатель представляет собой машину, совмещающую в себе тепловой двигатель внутреннего сгорания и движитель. Такие машины называются *двигателями прямой реакции*.

Различные виды двигателей прямой реакции

Кроме жидкостных двигателей, к двигателям прямой реакции относятся также *воздушно-реактивные двигатели* (ВРД) разных систем и *пороховые ракетные двигатели*.

Познакомимся кратко с работой этих реактивных двигателей.



Фиг. 9. Схема турбокомпрессорного ВРД.

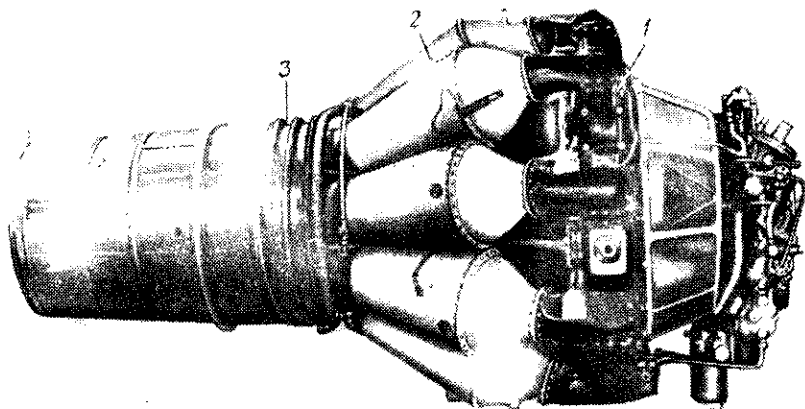
1—центробежный компрессор; 2—камера сгорания; 3—турбина; 4—реактивное сопло.

На фиг. 9 и 10 представлена схема и внешний вид турбокомпрессорного воздушно-реактивного двигателя.

Предварительное сжатие воздуха происходит вследствие частичного торможения потока в набегающей струе за счет использования скоростного напора. Затем воздух поступает через входные патрубки в центробежный компрессор 1, где его давление поднимается до величин, в 4—5 раз больших, чем в окружающей

атмосфере. Сжатый воздух направляется в камеру сгорания 2 (их на двигателе может быть несколько), куда впрыскивается горючее — обычно керосин — и где происходит сгорание. Нагретые газы проходят через турбину 3, где частично расширяются (до давления, большего, чем давление в атмосфере) и отдают работу колесу турбины, сидящему на одном валу с колесом компрессора.

Турбина служит только для привода компрессора, и вся работа турбины, за вычетом небольших механических потерь, затрачивается исключительно на сжатие воздуха. Дальнейшее расширение продуктов сгорания происходит в реактивном сопле 4. Скорость газа на выходе из сопла значительно возрастает. Тяга двигателя определится разностью количеств движения на входе и на выходе



Фиг. 10. Внешний вид турбокомпрессорного ВРД.

Позиции те же, что и на фиг. 9.

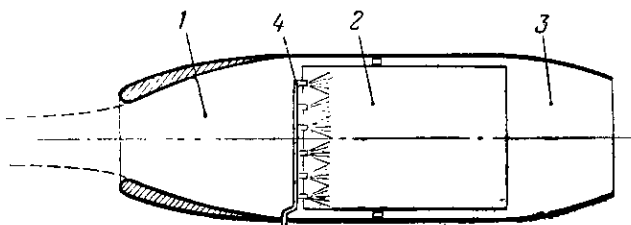
из него. Ряд вспомогательных механизмов — насос горючего и масляный насос, регулятор, генератор тока и т. д. — получает привод от вала двигателя.

Турбокомпрессорные двигатели имеют в настоящее время широкое распространение; они устанавливаются на самолетах скоростной авиации.

Часто вместо центробежного компрессора применяются осевые компрессоры, в которых можно достичь значительно большего повышения давления воздуха.

При больших скоростях полета можно обойтись без компрессора и турбины, получив достаточно высокое сжатие воздуха только за счет использования скоростного напора, набегающего на двигатель потока воздуха. Такие двигатели называются прямоточными, или бескомпрессорными, воздушно-реактивными двигателями. Схема бескомпрессорного двигателя приведена на фиг. 11.

Воздух из атмосферы тормозится в набегающем потоке, вне двигателя и поступает в диффузор двигателя 1, где происходит дальнейшее торможение воздуха. Статическое давление воздуха повышается. Сжатый воздух направляется в камеру сгорания 2, куда также впрыскивается горючее. Из камеры сгорания продукты сгорания поступают в сопло 3, где расширяются и приобретают

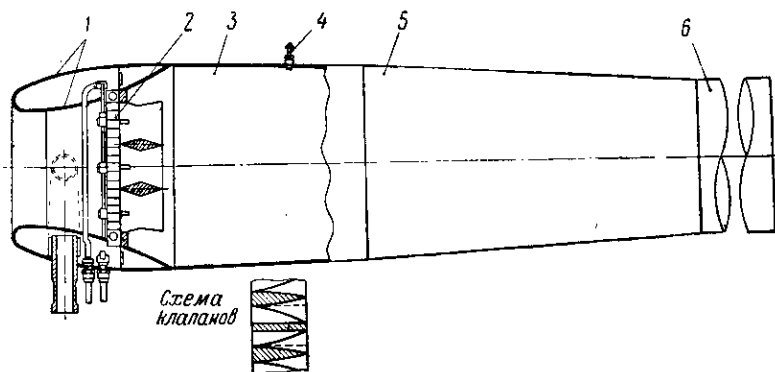


Фиг. 11. Схема бескомпрессорного ВРД.

1—диффузор; 2—камера сгорания; 3—сопло; 4—впрыск горючего.

большую скорость, создавая тягу двигателя. Насос горючего и другие вспомогательные механизмы, необходимые для работы, или приводятся отдельным двигателем, или заменяются устройствами, работающими на сжатом воздухе.

Механическое устройство прямоточного двигателя чрезвычайно просто, но для того, чтобы двигатель начал работать, его предва-



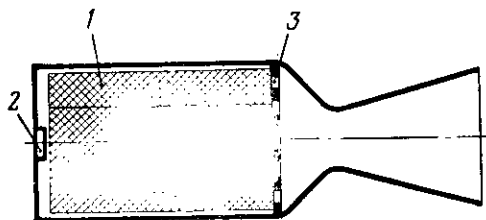
Фиг. 12. Схема пульсирующего ВРД.

1—передний обтекатель; 2—клапанная решетка; 3—камера сгорания; 4—свеча;
5—конфузор; 6—выхлопная труба.

рительно надо разогнать до большой скорости, так как при малых скоростях сжатие будет недостаточным и двигатель без особых дополнительных устройств не будет давать тяги. Применение прямоточного двигателя целесообразно только при больших скоростях полета.

Несколько особым видом прямоточного двигателя является пульсирующий воздушно-реактивный двигатель, схема которого приведена на фиг. 12.

Воздух, набегающий на двигатель, проходит через диффузор, образованный обтекателем 1, и клапанную решетку 2 в камеру сгорания 3. После заполнения воздуха камеры сгорания в нее подается легкое горючее, например, бензин, пары которого воспламеняются от свечи 4 или горячих газов, еще заполняющих сужающееся сопло (конфузор) 5 и выхлопную трубу двигателя 6. При вспышке паров бензина в камере сгорания повышается давление, клапаны клапанной решетки 2 закрываются и продукты сгорания вытекают через сужающееся сопло и выхлопную трубу в атмосферу, приобретая за счет расширения большую скорость. Длина трубы подобрана так, что инерция вытекающего из трубы столба газов создает через некоторое время в камере разрежение, клапаны



Фиг. 13. Схема порохового ракетного двигателя.

1—пороховая шашка; 2—воспламенитель; 3—диафрагма.

открываются, в двигатель поступает свежий воздух и цикл работы двигателя начинается вновь.

Частота циклов определяется геометрическими размерами и длиной трубы; обычно она составляет около 4000 циклов в минуту. Такой двигатель может работать и создавать тягу даже на месте.

На фиг. 13 представлена схема еще одного типа двигателей прямой реакции — порохового ракетного двигателя.

Заряд медленно горящего пороха 1, обычно состоящий из нескольких шашек, расположен в камере сгорания двигателя. При запуске двигателя воспламенитель 2 поджигает пороховую шашку. Образовавшиеся продукты сгорания через сопло вытекают в атмосферу и создают реактивную тягу. Для удержания порохового заряда в камере двигателя и предотвращения выбрасывания его в несгоревшем виде устанавливается диафрагма 3.

Отличие ЖРД от других видов реактивных двигателей

Деление реактивных двигателей на различные классы определяется главным образом свойствами используемых топлив, в частности, свойствами применяемого окислителя. В современной теплотехнике самым распространенным окислителем является атмосферный воздух. В частности, в воздушно-реактивных двигателях, составляющих особую группу реактивных двигателей, используют в качестве окислителя атмосферный воздух.

В противоположность им в жидкостных ракетных двигателях используют в качестве окислителя жидкие вещества, находящиеся, так же как и горючее, на реактивном аппарате.

Таким образом, отличие ЖРД от ВРД состоит в том, что в ЖРД используются в качестве окислителя жидкие вещества, находящиеся на реактивном аппарате, а в ВРД используется в качестве окислителя воздух, находящийся в окружающей атмосфере.

В связи с этим можно отметить следующие две особенности работы ЖРД по сравнению с ВРД.

Первая особенность состоит в том, что ЖРД, в котором не используется для сгорания кислород атмосферы, может работать на любых высотах, тогда как применение ВРД ограничено высотой порядка 25—30 км, ибо на больших высотах воздух становится чрезвычайно разреженным и для получения необходимой самолету тяги через двигатель нужно пропускать очень большие объемные расходы воздуха.

Вторая особенность заключается в том, что кислород воздуха, необходимый для сжигания горючего, разбавлен азотом — элементом, не участвующим в сгорании, т. е. балластом. Поэтому концентрация химической энергии на единицу веса топлива, включающего горючее и необходимый для его сжигания окислитель, для топлив воздушно-реактивных двигателей невелика и составляет 680—700 кал на 1 кг смеси. В жидких окислителях можно довести содержание кислорода до 75—100%, в связи с чем концентрация химической энергии в топливе возрастет до 1400—2250 кал на килограмм. Поэтому в камере сгорания ЖРД происходит очень интенсивное выделение тепла и достигаются гораздо более высокие по сравнению с ВРД температуры сгорания. Это сильно затрудняет осуществление надежной конструкции двигателя.

Основное отличие ЖРД от порохового ракетного двигателя состоит в том, что весь запас порохового топлива находится в камере сгорания, поэтому время действия порохового двигателя сравнительно невелико: от десятых долей секунды до нескольких секунд.

Так же как и ЖРД, пороховой двигатель может работать на любых высотах.

Преобразование энергии в ракетном двигателе

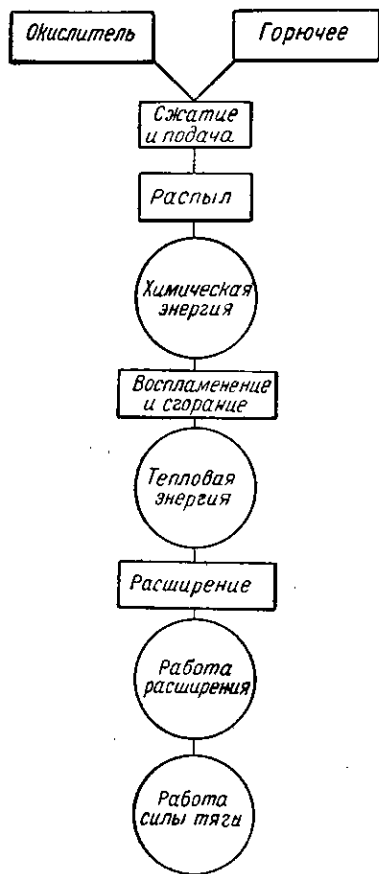
Преобразование химической энергии топлива в работу, сообщаемую двигателем летательному аппарату, осуществляется за счет протекания отдельных процессов, происходящих в двигателе и его агрегатах.

Носителем химической энергии, поступающей в двигатель, является топливо, состоящее, как правило, из горючего и окислителя. Превращение химической энергии топлива в тепловую осуществляется чаще всего вследствие протекания химического процесса — реакции сгорания топлива. Однако процессу сгорания должен предшествовать целый ряд подготовительных процессов, необходимых для создания наилучших условий преобразования как химической энергии в тепловую, так и тепла в работу расширения.

К этим процессам относятся: *сжатие* (т. е. повышение давления топлива, которое необходимо для осуществления последующего расширения продуктов сгорания), *подача компонентов в камеру сгорания, распыл компонентов топлива и воспламенение их*.

Выделившаяся в результате сгорания тепловая энергия частично превращается в работу расширения продуктов сгорания. Работа расширения затрачивается на увеличение скорости истечения продуктов сгорания, а следовательно, на создание тяги.

Схема процессов преобразования энергии приведена на фиг. 14.



Фиг. 14. Схема процессов преобразования энергии.

§ 5. КЛАССИФИКАЦИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Классифицировать жидкостные ракетные двигатели можно по различным признакам:

— по свойствам применяемых топлив;

— по способу осуществления основных процессов преобразования энергии;

— по назначению двигателя.

В соответствии с этим мы будем классифицировать двигатели следующим образом:

— по типу применяемых топлив;

— по способу сжатия и подачи компонентов топлива;

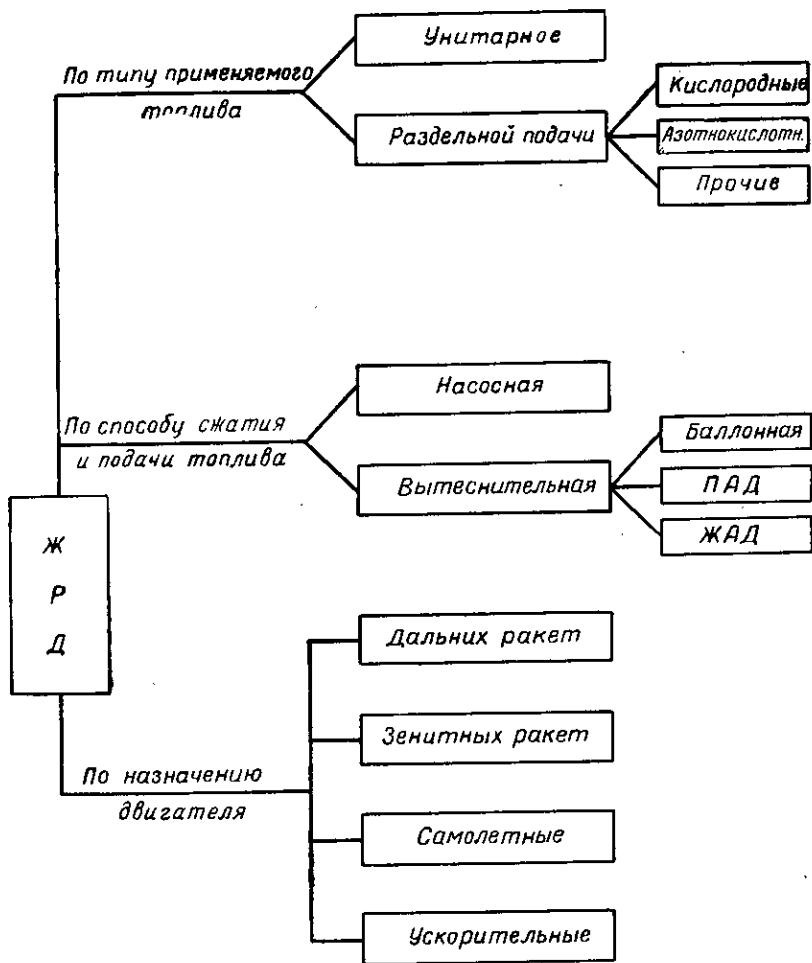
— по назначению.

Схема классификации приведена на фиг. 15.

Классификация ЖРД по типу применяемых топлив

В жидкостных ракетных двигателях возможно применение двух основных типов топлив: *унитарных жидких топлив*, представляющих собой одно вещество или раствор нескольких веществ, которое находится в подготовленном для сгорания (или разложения) виде (такие смеси можно назвать жидкими порохами) и *топлив раздельной подачи*, состоящих из горючего и окислителя, подаваемых в камеру сгорания отдельно и смешивающихся только в самой камере сгорания.

Задачи процессов распыла и смесеобразования в двигателях этих типов значительно различаются между собой.



Фиг. 15. Классификация жидкостных ракетных двигателей.

В двигателях, работающих на унитарных топливах, смешение компонентов, участвующих в реакции сгорания, производится заранее, и в процессе распыливания смесь только должна возможно более равномерно распределиться по поперечному сечению камеры сгорания.

В двигателях раздельной подачи в процессе распыла должно происходить тщательное перемешивание частичек горючего и окислителя, чтобы создавались наилучшие условия для сгорания и возможно более полного выделения химической энергии топлива.

В двигателях, работающих на унитарных топливах, система подачи получается более простой, так как в ней используется один, а не два бака и имеется также одна система коммуникаций между баком и камерой сгорания. Однако создание совершенного унитарного топлива ограничено его взрывоопасностью. В связи с этим двигатели на унитарном топливе получили пока малое распространение.

Двигатели раздельной подачи классифицируются более детально по типу применяемого окислителя, так как свойства того или иного окислителя в значительной мере определяют конструктивные особенности двигателя, а часто и возможность его использования на том или другом объекте. При классификации по типу применяемого окислителя двигатели обычно получают название по наименованию применяемого окислителя, например, *кислородный*, *азотнокислотный* и др.

В настоящее время наиболее распространены кислородные и азотнокислотные двигатели.

Классификация ЖРД по способу сжатия и подачи компонентов топлива

Процесс сжатия и подачи компонентов в жидкостных ракетных двигателях осуществляется в основном двумя способами: или вытеснением компонентов из баков за счет создания в них избыточного давления, или за счет сжатия и подачи компонентов насосами. Первый тип системы подачи будем называть *вытеснительной подачей*, а второй — *насосной*.

При насосной подаче компоненты забираются из баков и нагнетаются в камеру сгорания насосами, которые требуют для своего вращения какого-либо источника энергии. Для привода насосов чаще всего используется турбина, работающая на продуктах разложения перекиси водорода или на ином рабочем теле.

Повышение давления в баках при вытеснительной подаче может осуществляться самыми разнообразными способами. Широко распространена система подачи, в которой вытеснение компонентов осуществляется газом высокого давления.

Из баллона этот газ проходит через редуктор, понижающий давление газа до рабочего давления в баках, а затем поступает в баки с компонентами топлива, выдавливая их в камеру сгорания. Такая система подачи носит название *баллонной*. Недостатком ее является большой вес баллона для газа и самого газа.

Для снижения этих весов применяется вытеснение компонентов продуктами сгорания пороха, так называемая подача *пороховым аккумулятором давления* — ПАД или продуктами сгорания жидких компонентов, так называемая подача *жидкостным аккумулятором давления* — ЖАД.

В этих системах вытеснительной подачи тяжелый баллон со сжатым газом заменяется более легким пороховым или жидкостным аккумулятором; вес газа, вытесняющего компоненты, уменьшается за счет более высокой температуры, при которой газ поступает в топливные баки.

При вытеснительной подаче любого типа баки компонентов работают под давлением, несколько превышающим давление в камере, поэтому они должны быть достаточно прочными. В двигателях больших тяг или в двигателях, рассчитанных на сравнительно большую продолжительность работы, примененные вытеснительно-подающие привело бы к недопустимому увеличению веса баков. В этих двигателях применяется насосная подача компонентов.

Процесс воспламенения при запуске двигателя является важным процессом в отношении обеспечения безопасности и надежности его работы, так как небольшое запаздывание воспламенения приводит к накоплению в камере большого количества топлива с огромным запасом энергии, быстрое выделение которой может привести к взрыву и разрушению двигателя.

Воспламенение топлива в двигателе может быть осуществлено следующими способами: подачей в камеру в момент запуска самовоспламеняющихся компонентов (*химическое зажигание*), воспламенением рабочей смеси пороховым патроном (*пиротехническое зажигание*) и, наконец, воспламенением компонентов с помощью электрической свечи (*электрическое зажигание*).

Классификация ЖРД по назначению

Современные жидкостные реактивные двигатели применяются на многих реактивных аппаратах. Конструктивное выполнение ЖРД в большой степени зависит от их назначения, поэтому двигатели классифицируются по способу применения, например: двигатели дальних ракет, зенитных ракет, двигатели для самолетов, ускорители и пр.

§ 6. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЖРД

Космические ракеты

ЖРД обладает двумя принципиально новыми качествами, отличающими его от других реактивных двигателей: он может работать вне земной атмосферы и сообщать летательному аппарату очень большие скорости.

К. Э. Циолковский первый оценил колоссальные возможности, открываемые этими качествами ЖРД. В своих работах он высказывал идеи об использовании жидкостного реактивного двигателя

для космических полетов и открытия новых мест для расселения человечества во вселенной. В одной из своих первых работ, в 1903 г. К. Э. Циолковский писал: «...В далеком будущем уже виднеются сквозь туман перспективы до такой степени обольстительные и важные, что о них едва ли теперь кто мечтает»*.

В своих дальнейших работах Циолковский конкретизирует эти перспективы; он пишет:

«Но зато как прекрасно будет достигнутое. Завоевание солнечной системы даст не только энергию и жизнь, которые в 2 миллиарда раз будут обильнее земной энергии и жизни, но и простор еще более обильный. Человек на Земле владеет, так сказать, только двумя измерениями, третье же — ограничено, т. е. распространение вверх и вниз пока невозможно. Тогда же человек получит три измерения».

Решение этих задач является трудной научной и технической проблемой.

Так, например, предварительные расчеты проекта для создания искусственного спутника Земли весом 40—50 т, который на высоте 1680 км совершал бы движение вокруг Земли со скоростью 25 300 км/час, делая один полный оборот вокруг Земли за 2 часа, показывают, что для этой цели необходимо создать трехступенчатый жидкостный ракетный двигатель с начальным весом около 7000 т**.

Общая тяга двигателей первой ступени должна составлять 14 000 т; эти двигатели должны работать 84 сек., расходуя в 1 сек. 625 т топлива по 1220 кг/сек на каждый из двигателей. В первой ступени предусматривалась система из 51 двигателя.

После окончания работы двигателей первой ступени и сбрасывания их включаются 34 двигателя второй ступени общей тягой 1750 т, которые за время своей работы должны израсходовать 770 т топлива. Наконец, после сбрасывания двигателей второй ступени включаются в работу пять двигателей основной ракеты тягой 220 т. Запас топлива для этих двигателей должен составлять 90 т, включая то количество, которое необходимо для возвращения ракеты на Землю.

Освоение источников атомного топлива может уменьшить огромные размеры двигателей, необходимых для решения такой небольшой с точки зрения космических полетов задачи, как создание искусственного спутника Земли.

Ракеты для исследования высоких слоев атмосферы

Весьма велико также значение ЖРД, как двигателей ракет для исследования высоких слоев атмосферы.

Еще К. Э. Циолковский указывал, что только с помощью ракет можно изучить очень высокие слои атмосферы, а также простран-

* К. Э. Циолковский, Ракета в космическое пространство, в сб. «Труды по ракетной технике», Оборонгиз, 1947.

** Журнал американского ракетного общества, т. 22, № 3, 1952.

ства, более удаленные от Земли. Эта задача может быть разрешена и уже решается в настоящее время.

По опубликованным в печати сведениям¹ ракета с тягой в 25 т при вертикальных пусках достигла высоты в 171,5 км. Еще большая высота (390 км) была достигнута двухступенчатой ракетой, осуществленной по идее Циолковского (фиг. 16). В качестве первой ступени была использована ракета с тягой в 25 т, а второй ступенью являлась ракета весом в 300 кг с ЖРД тягой 680 кг и временем работы 45 сек.

Ракеты дальнего действия

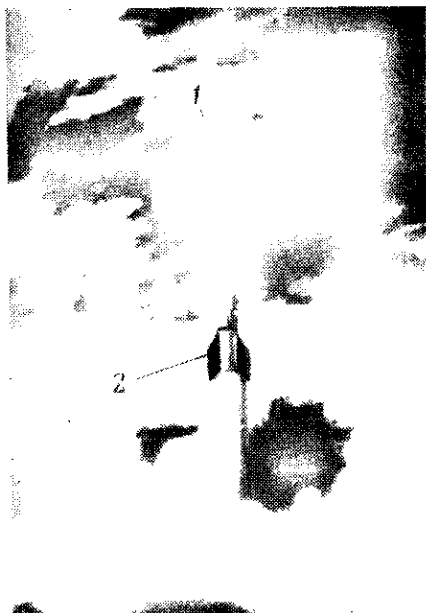
Областью применения ЖРД являются также дальние полеты в пределах земного притяжения на больших высотах. Исчезающе малое сопротивление при полетах на этих высотах позволяет предположить выгоду при известных условиях таких полетов и в экономическом отношении.

Решение такой задачи является задачей сегодняшнего и завтрашнего дня ракетной техники, и хотя на пути к достижению необходимых скоростей и дальностей будет много трудностей, сомневаться в их преодолимости нет оснований.

Особые качества ЖРД, упомянутые выше, а также малые габариты и веса обеспечили жидкостным ракетным двигателям широкое применение в военной технике в качестве двигателей для самых разнообразных боевых средств.

Одним из первых видов оружия, на котором были установлены ЖРД, явились ракеты дальнего действия. Примером такой ракеты может служить немецкая ракета А-4 (V-2), имевшая дальность стрельбы 250—300 км².

Схема ракеты и разрез ее приведены на фиг. 17 и 18.



Фиг. 16. Двухступенчатая метеорологическая ракета.

1—вторая ступень; 2—первая ступень.

¹ Г. Молес, Использование ракетных двигателей для самолетов, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 1 (7), Издательство иностранной литературы, 1952.

² Д. Саттон, Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

И. Коой и И. Ютенбогарт, Динамика ракет, Оборонгиз, 1950.

В головной части ракеты расположена конусообразная боевая часть 1, имеющая вес 1000 кг, из них 730 кг взрывчатого вещества. За головной частью находится отсек приборов управления 2, в котором размещены все командные приборы управления ракетой. Одна часть этих приборов управляет положением ракеты в пространстве, а другая управляет работой двигательной установки.

В этом же отсеке расположены источники питания приборов. Вес отсека с приборами 475 кг.

В средней части ракеты 3 размещены баки горючего (спирт) и окислителя (жидкий кислород).

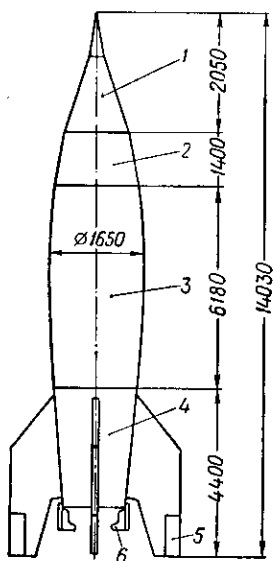
Общий сухой вес средней части без горючего и окислителя 820 кг, из них 420 кг весит сама оболочка. Бак для топлива емкостью 4600 л весит 68 кг. В него вмещается около 3900 кг спирта. Бак окислителя имеет емкость 4470 л и весит 107 кг; в него вмещается около 5000 кг жидкого кислорода.

Внутри хвостовой части 4, на которой расположены стабилизаторы и рули, находится двигатель. Вес хвостовой части 620 кг; вес двигателя 920 кг. Хвостовая часть несет на себе снаружи четыре неподвижных крыла-стабилизатора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. На конце стабилизаторов находятся воздушные рули 5. Кроме того, в потоке продуктов сгорания в тех же плоскостях расположены газоподъемные рули 6.

Газовые и воздушные рули совместно с приборами управления ракетой выполняют три функции. Одна пара рулей удерживает ракету в плоскости стрельбы, совмещаемой с плоскостью расположения этой пары рулей и стабилизаторов. Другая пара рулей служит для управления ракетой по углу наклона ее к горизонту. Кроме того, первая пара рулей препятствует вращению ракеты вокруг ее продольной оси.

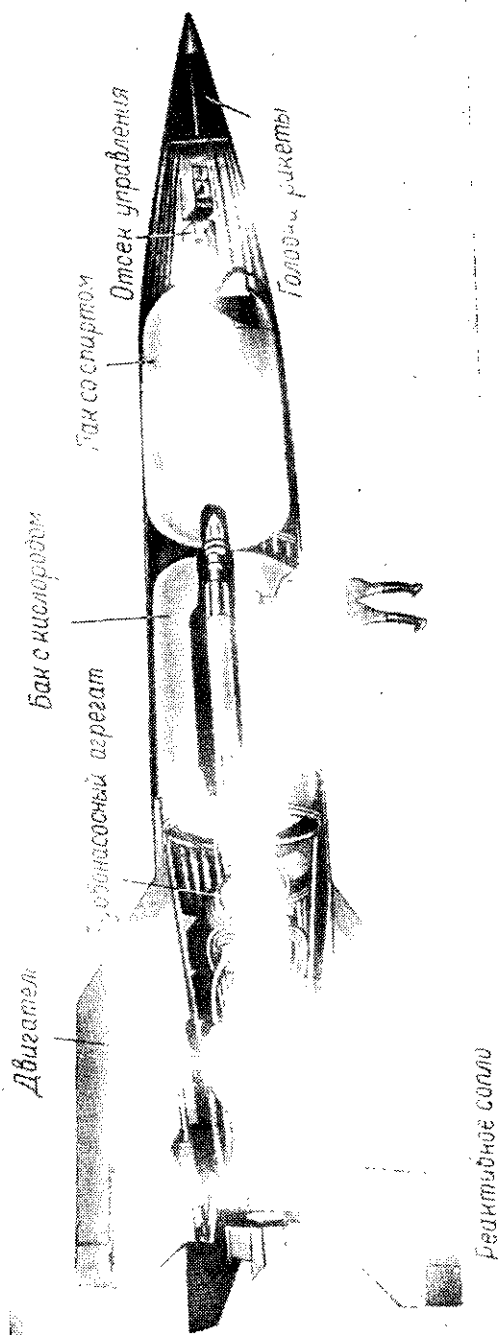
Общая длина ракеты 14 м; сухой вес ее без топлива около 3800 кг, а начальный полетный вес около 13 000 кг. Двигательная установка развивает тягу 26 000 кг в течение 60—70 сек. и расходует в одну секунду 125 кг топлива.

Ракета А-4 была спроектирована в 1940—1942 гг. Впервые с военной целью ее применили в сентябре 1944 г., когда с территории Голландии этими ракетами был обстрелян Лондон. Всего с сентября 1944 по март 1945 г. было выпущено свыше 1000 ракет А-4. На фиг. 19 показан один из моментов подготовки к запуску ракеты А-4.



Фиг. 17. Схема ракеты А-4.

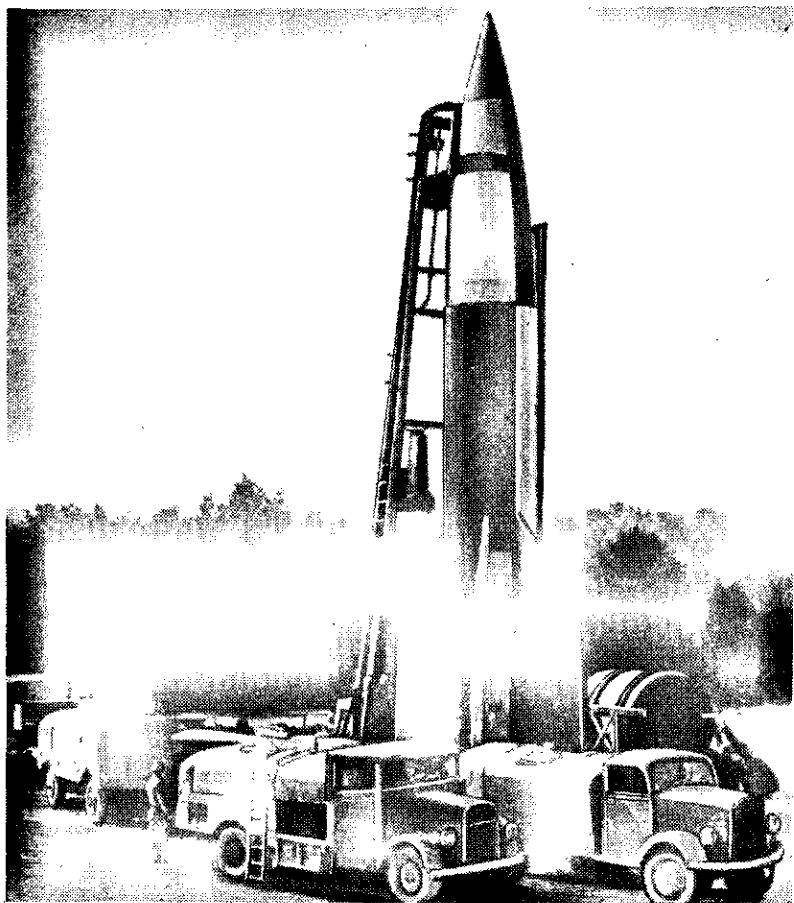
1—боевая часть; 2—приборы управления; 3—средняя часть с топливными баками; 4—хвостовая часть; 5—воздушные рули; 6—газовые рули.



Фиг. 18. Разрез ракеты дальнего действия А-4.

Подробное описание двигательной установки ракеты А-4 приведено в гл. X.

Жидкостные ракетные двигатели для ракет дальнего действия являются наиболее крупными двигателями такого типа с тягой в



Фиг. 19. Подготовка к запуску ракеты дальнего действия.

десятки тонн. Их дальнейшее развитие будет идти по пути увеличения абсолютных тяг, увеличения продолжительности работы, а также снижения расхода топлива на 1 кг тяги путем применения более теплотворных топлив.

Зенитные ракеты с ЖРД

Зенитные ракеты служат оборонительным средством борьбы как с самолетами, так и, возможно, с ракетами противника.

Имеется довольно много типов зенитных ракет с ЖРД. Самые крупные из них — это зенитные ракеты, управляемые с земли по радио.

Двигательные установки таких ракет имеют тягу до 8—10 т со временем работы до 40—45 сек. В качестве топлива таких ракет обычно используется керосин или другое углеводородное топливо в сочетании с азотной кислотой. Подача в зенитных ракетах обычно вытеснительная.

В качестве примеров таких ракет могут служить ракеты «Вассерфаль» и «Шметтерлинг» (см. гл. X).

Другой разновидностью зенитных ракет являются неуправляемые зенитные снаряды сравнительно малого калибра, выпускаемые в больших количествах. Для достижения необходимых высот в них устанавливается жидкостный ракетный двигатель простейшего устройства с вытеснительной подачей. Тяга такого двигателя составляет 1—2 т, время работы 4—6 сек.

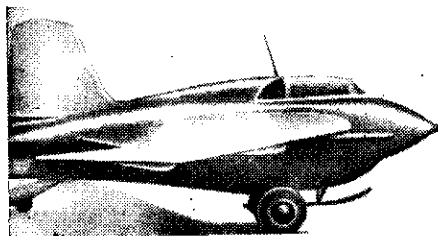
Самолетные ЖРД

Известно применение жидкостных ракетных двигателей в качестве основного двигателя самолета-истребителя (перехватчика).

15 мая 1942 г. состоялся первый в истории авиации полет на самолете-истребителе с ЖРД. Самолет был построен конструктором В. Болховитиновым.

Преимуществом ЖРД является возможность получения больших тяг в малом по размерам двигателе, вписывающемся в габариты небольшого самолета.

Кроме того, ЖРД в противоположность всем другим типам авиационных двигателей увеличивает свою тягу с высотой. Все это обеспечивает весьма большую скороподъемность самолета. Так, самолет-перехватчик Me-163 (фиг. 20) поднимался на высоту 12 км за 4 мин., в то время как скороподъемность обычного истребителя с ВРД составляла 1 км/мин. Для отражения атак бомбардировщиков обычные истребители должны патрулировать в воздухе над обороняемым объектом, ожидая налета бомбардировщиков, а самолет с ЖРД может ожидать налета неприятеля на земле. Этим достигается большая экономия в материальной части, топливе и в людских ресурсах.



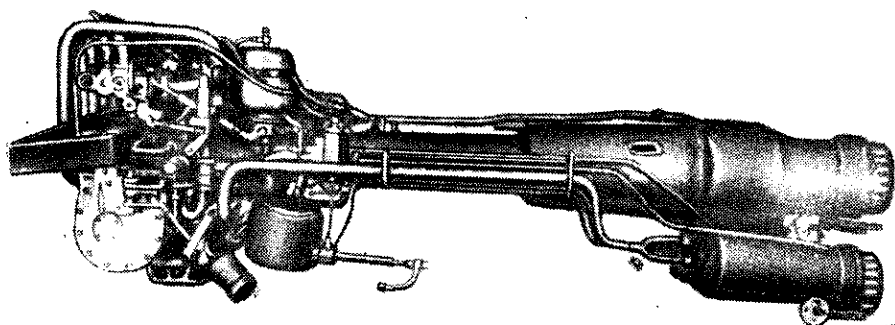
Фиг. 20. Внешний вид самолета с ЖРД.

Один из проектов современного истребителя-перехватчика с ЖРД предусматривает следующие данные: общий вес самолета 5900 кг, запас топлива 3600 кг; вес боекомплекта 700 кг, скорость

до 3200 км/час, скороподъемность свыше 15 км/мин, общее время моторного полета 6 мин.¹

Двигательная установка такого самолета предусматривает наличие двух ЖРД. Тяга первого ЖРД порядка 2000—2300 кг; он используется при горизонтальном полете, для крейсерования и посадок. Второй — взлетный — ЖРД имеет тягу 9500 кг; он используется при взлете для получения большой скороподъемности. Так как общая тяга обоих двигателей больше веса самолета, то взлет может осуществляться вертикально.

Система подачи на самолетных двигателях применяется насосная с приводом насосов турбиной. Самолетные ЖРД должны допускать регулирование тяги в полете, а также многократное вклю-



Фиг. 21. Двухкамерный самолетный ЖРД.

чение их на любых высотах и при любых скоростях полета. На фиг. 21 показан внешний вид двухкамерного самолетного ЖРД с тягой малого двигателя 400 кг и большого двигателя 1500 кг.

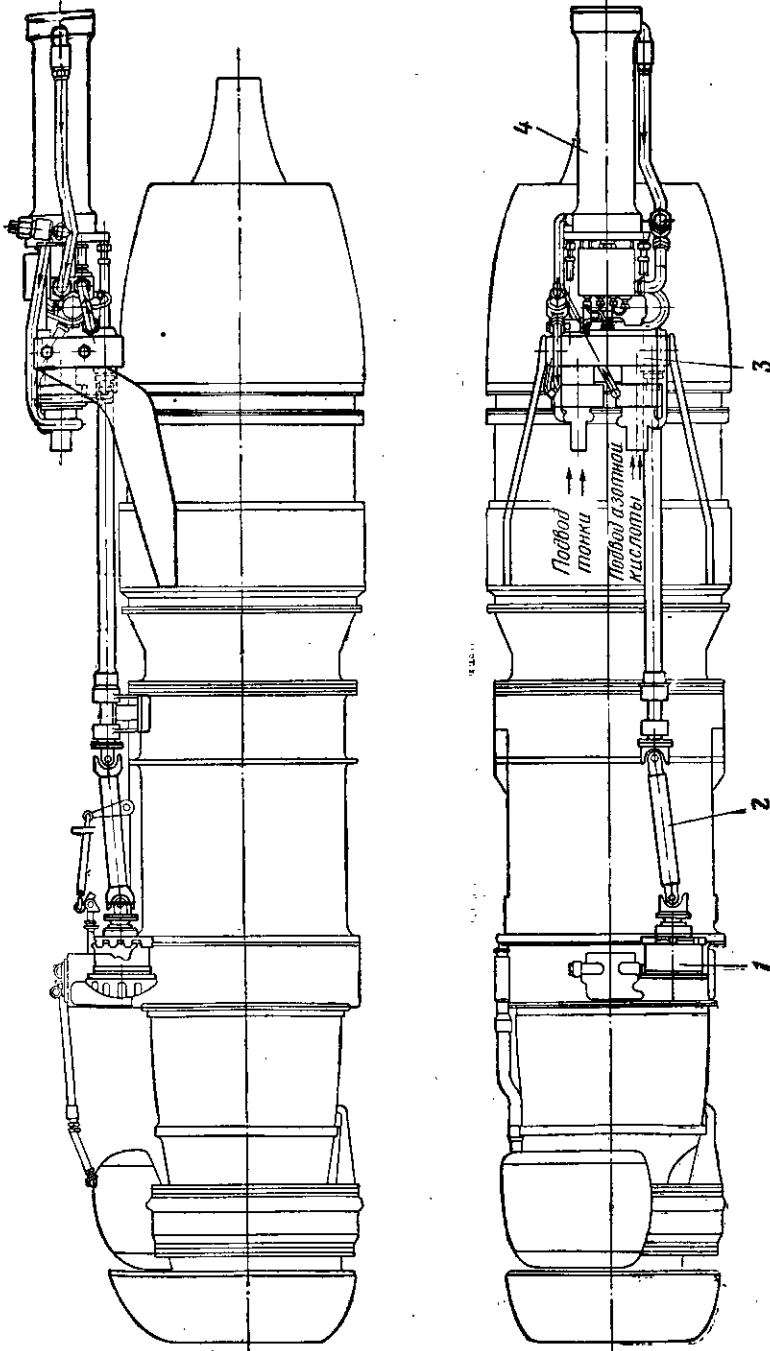
ЖРД используется на самолете не только как основной двигатель, но и как ускоритель маневра в комбинации с основным двигателем другого типа (например, турбокомпрессорным). Этот ускоритель включается на короткое время для достижения большой скорости или скороподъемности, необходимых для совершения того или иного боевого маневра.

На фиг. 22 приведен ускоритель, расположенный на турбокомпрессорном ВРД. Он подробно описан в гл. X.

Летающие бомбы и торпеды с ЖРД

В ряде случаев торпеды и бомбы, сбрасываемые с самолетов, должны иметь дополнительную скорость, поэтому на таких объектах наряду с порохowymi двигателями часто устанавливаются и ЖРД.

¹ Г. Молес, Использование ракетных двигателей для самолетов, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 1 (7), Издательство иностранной литературы, 1952.



Фиг. 22. Установка ускорителя на турбокомпрессорном ВРД.
 1—гидравлическая муфта; 2—карданный вал; 3—редуктор шассов; 4—жидкостный ракетный двигатель.

Ускорители старта с ЖРД

Жидкостные ракетные двигатели ввиду их малых размеров могут быть широко использованы как ускорители старта многих летательных аппаратов. Здесь в первую очередь следует отметить ускорители для летательных аппаратов, на которых в качестве основного двигателя используются прямоточные ВРД.

Известны также ускорители для взлета тяжелых бомбардировщиков. Эти двигатели имеют тягу в несколько тонн со временем действия 5—30 сек. Обычно они выполняются с вытеснительной системой подачи.

Таким образом, жидкостные ракетные двигатели применяются в настоящее время для многих целей.

Коротко можно классифицировать двигатели по назначению, разделив их на следующие группы, объединяющие двигатели примерно одинаковых конструкций: *двигатели дальних ракет, двигатели зенитных ракет, самолетные двигатели и ускорители.*

Из приведенного выше краткого обзора применения ЖРД видно, что практика использования ЖРД требует двигателей самых разнообразных тяг и конструктивных схем. Несмотря на то, что практическое осуществление жидкостных ракетных двигателей началось сравнительно недавно (первые действующие образцы, прошедшие стадию экспериментальной доводки, появились 15—18 лет тому назад), уже созданы образцы двигателей, развивающих тягу от нескольких десятков килограмм до нескольких десятков тонн. Весьма разнообразно также конструктивное выполнение двигательных установок в целом. Осуществлены установки с различными системами подачи, резко отличающиеся по сложности схемы; наконец, построены двигатели, работающие на разнообразных топливах.

Можно ожидать в ближайшие годы дальнейшего развития ЖРД различных типов и дальнейшего улучшения их конструкции, повышения качественных показателей и степени надежности.

§ 7. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ракетная техника в широком смысле этого слова имеет очень длительную историю.

Вслед за изобретением и освоением пороха начинаются более или менее удачные попытки создания пороховых ракет, которые, естественно, включали в себя элементарный пороховой ракетный двигатель. Упоминания о пороховых ракетах имеются еще в древнейших китайских летописях, относящихся к VIII в. до нашей эры.

Советский исследователь Н. Г. Чернышев, специалист в области ракетной техники, установил, что известный из истории «греческий огонь», применявшийся в X в. при осаде русскими войсками Константинополя, является не чем иным, как простейшим реактивным снарядом с пороховым ракетным двигателем.

Боевые ракеты широко применялись иудеями в войне против англичан в XVIII в.

С начала XIX в. пороховые ракеты, а следовательно, и пороховые ракетные двигатели, нашли широкое применение; они состояли на вооружении русской, английской, французской, прусской, австрийской и других армий. Весьма совершенными для своего времени были ракеты русской армии.

Пороховые ракеты также широко применялись в войнах первой половины XIX в.— в войнах Наполеона, в Русско-турецкой и в Крымской. В период Крымской войны в России ежегодно производилось около 5000 боевых ракет.

Недостатками пороховых ракет того времени были малая кучность попаданий и малая бронейность. По этим причинам пороховые ракеты оказались значительно хуже снарядов нарезной артиллерии и к 1870 г. они совершенно исчезли из войскового вооружения.

В период Первой мировой войны делались попытки применить пороховые ракеты на самолетах для воздушного боя как в иностранных, так и в русской армиях.

Дальнейшее развитие пороховых ракет связано с советскими работами в этой области. В период Великой Отечественной войны были созданы и приняты на вооружение Советской армии ракетные минометы («Катюши», как их называли наши солдаты). Это оружие наносило сокрушительные удары по врагу, уничтожая его живую силу и технику.

Позже такое оружие появилось и в других армиях. В частности, в немецкой армии применялись шестиствольные реактивные минометы, а также пороховые зенитные («Тайфун» и «Рейнботе») и дальние ракеты.

История развития жидкостных ракетных двигателей является по сравнению с пороховыми двигателями значительно более короткой.

Жесткие требования к конструкции ЖРД в связи с высокой концентрацией энергии в применяемых топливах, сложность протекающих в ЖРД физико-химических процессов, трудности управления ими — все это привело к тому, что ЖРД стали создаваться только в последние 15—20 лет, когда общее развитие техники достигло такого высокого уровня, при котором можно успешно решать указанные проблемы.

Основные свойства ЖРД, требования к топливам и даже конкретные конструктивные формы двигателей были талантливо предсказаны знаменитым русским ученым Константином Эдуардовичем Циолковским (1857—1935).

Первая работа К. Э. Циолковского в области реактивной техники «Исследование мировых пространств реактивными приборами» была опубликована в 1903 г., хотя имеются сведения о том, что работу над этим вопросом К. Э. Циолковский начал значительно раньше — в 1883 г.

В своих работах по реактивному движению К. Э. Циолковский подробно и глубоко научно рассматривает всю проблему реактивного полета в целом. Он изложил научную теорию межпланетных

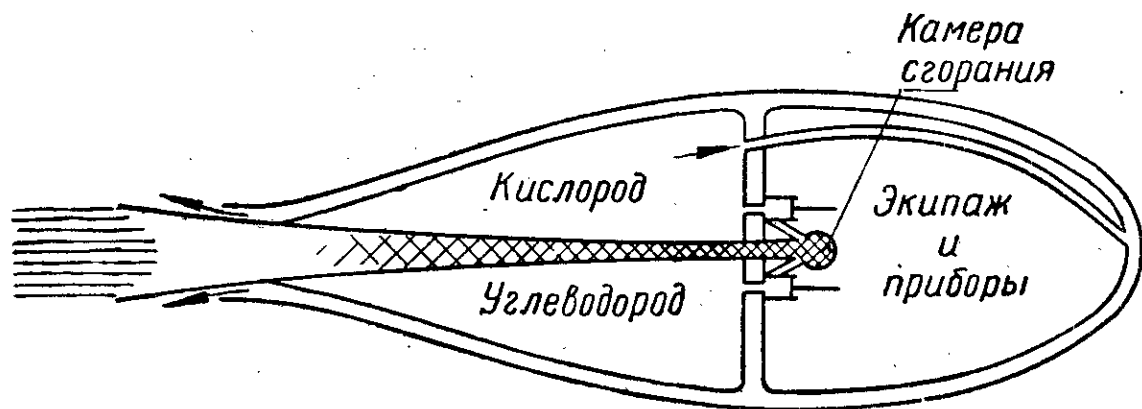


Константин Эдуардович Циолковский.

и космических полетов, вывел главные законы, лежащие в их основе, и пришел к выводу, что единственным средством достижения межпланетных пространств является ракета, а единственный двигатель, который пригоден для таких ракет,— это жидкостный ракетный двигатель.

Воспользовавшись полученной им формулой о конечной скорости, достигаемой ракетой, Циолковский показал, что ракета с ЖРД может при ограниченной скорости истечения продуктов сгорания из ракетного двигателя достичь очень больших скоростей. При этом ракета не испытывает чрезмерных перегрузок, ускорение ее может оставаться в пределах, допустимых для человеческого организма.

На фиг. 23 представлена первая в мире схема ракеты с ЖРД, выполненная К. Э. Циолковским свыше 50 лет тому назад. На этой



Фиг. 23. Космический ракетный корабль Циолковского.

схеме показаны все основные элементы, необходимые для работы ЖРД.

К. Э. Циолковский подробно изучил вопрос о топливах для ЖРД. С этой целью он исследовал величину тепловых эффектов реакций сгорания различных элементов и впервые указал на связь между величиной теплового эффекта и атомным весом реагирующих элементов¹.

На основании этих исследований К. Э. Циолковский первый предложил использовать в качестве компонентов топлив углеводороды, жидкий водород и жидкий кислород.

В 1911 г. К. Э. Циолковский в новом издании книги «Исследования мировых пространств реактивными приборами» впервые оценил возможности, которые даст освоение в реактивном двигателе атомной энергии, и вычислил возможные скорости истечения и скорости полета ракеты с таким двигателем². В более поздних работах Циолковский указал на целесообразность применения окислов азота и скипидара как компонентов топлив ЖРД³.

¹ К. Э. Циолковский, Ракета в космическое пространство, в сб. «Труды по ракетной технике», Оборонгиз, 1947.

² К. Э. Циолковский, Исследование мировых пространств реактивными приборами, в сб. «Труды по ракетной технике», Оборонгиз, 1947.

³ К. Э. Циолковский, Космическая ракета, в сб. «Труды по ракетной технике», Оборонгиз, 1947.

К. Э. Циолковский разработал принципы конструктивного выполнения ракетного двигателя большой тяги: применение насосной подачи компонентов и частичного испарения их для наддува баков, систему охлаждения стенок одним из компонентов топлива, устройство камеры сгорания и сопла; им же предложено использование реакции газового потока ракетного двигателя для управления ракетой и придания ей устойчивости путем размещения в потоке газовых рулей или путем шарнирного закрепления двигателя. Принципы конструирования ЖРД, разработанные К. Э. Циолковским 50 лет назад, сохраняют свое значение и в настоящее время.

Труды К. Э. Циолковского вызвали большой интерес в научных и инженерных кругах и привели к появлению целого ряда работ, ознаменовавших начало практического разрешения проблемы создания жидкостного ракетного двигателя.

Наряду с работами Циолковского на ранней ступени развития ракетной техники и жидкостных ракетных двигателей следует отметить работы ученых Зенгера и Оберта в Германии, Пелтье во Франции, Годдарда в Америке.

Дальнейшая разработка идей К. Э. Циолковского и их практическое применение начались у нас по существу только в годы советской власти.

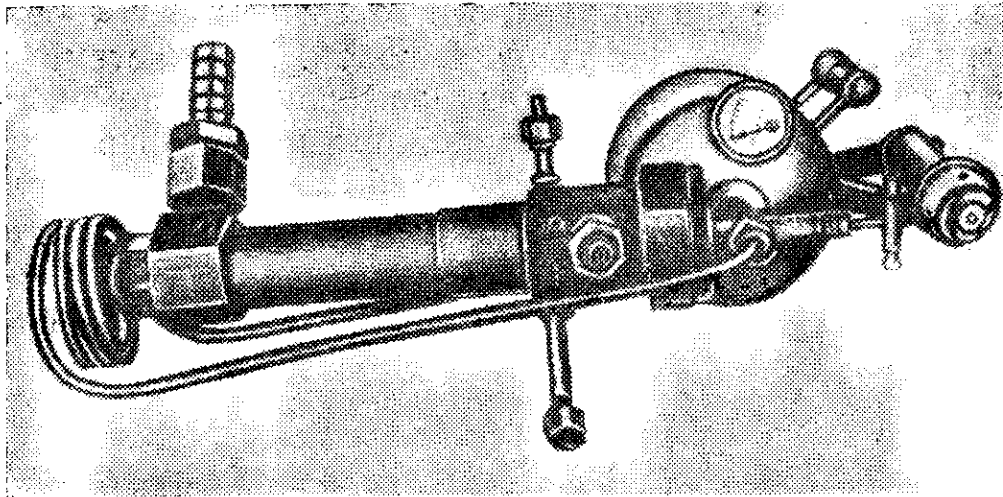
Большую теоретическую и экспериментальную работу по исследованию ЖРД в Советском Союзе провел инженер Ф. А. Цандер¹. Им были разработаны тепловой расчет рабочего процесса ЖРД (т. е. расчет сгорания и истечения с учетом диссоциации), а также оценка экономичности ЖРД, на основании которой он предлагал использовать новые циклы повышенной экономичности. Цандер также предложил способ расчета температуры стенки ЖРД и метод расчета охлаждения его.

Особенно много внимания уделил Цандер исследованию вопросов применения в качестве горючего металлов, выделяющих при сгорании значительно больше тепла, чем обычные горючие. Идеи использования металлов сочетались у него с идеей сжигания частей ракеты, становившихся ненужными после выработки определенного количества горючего и окислителя.

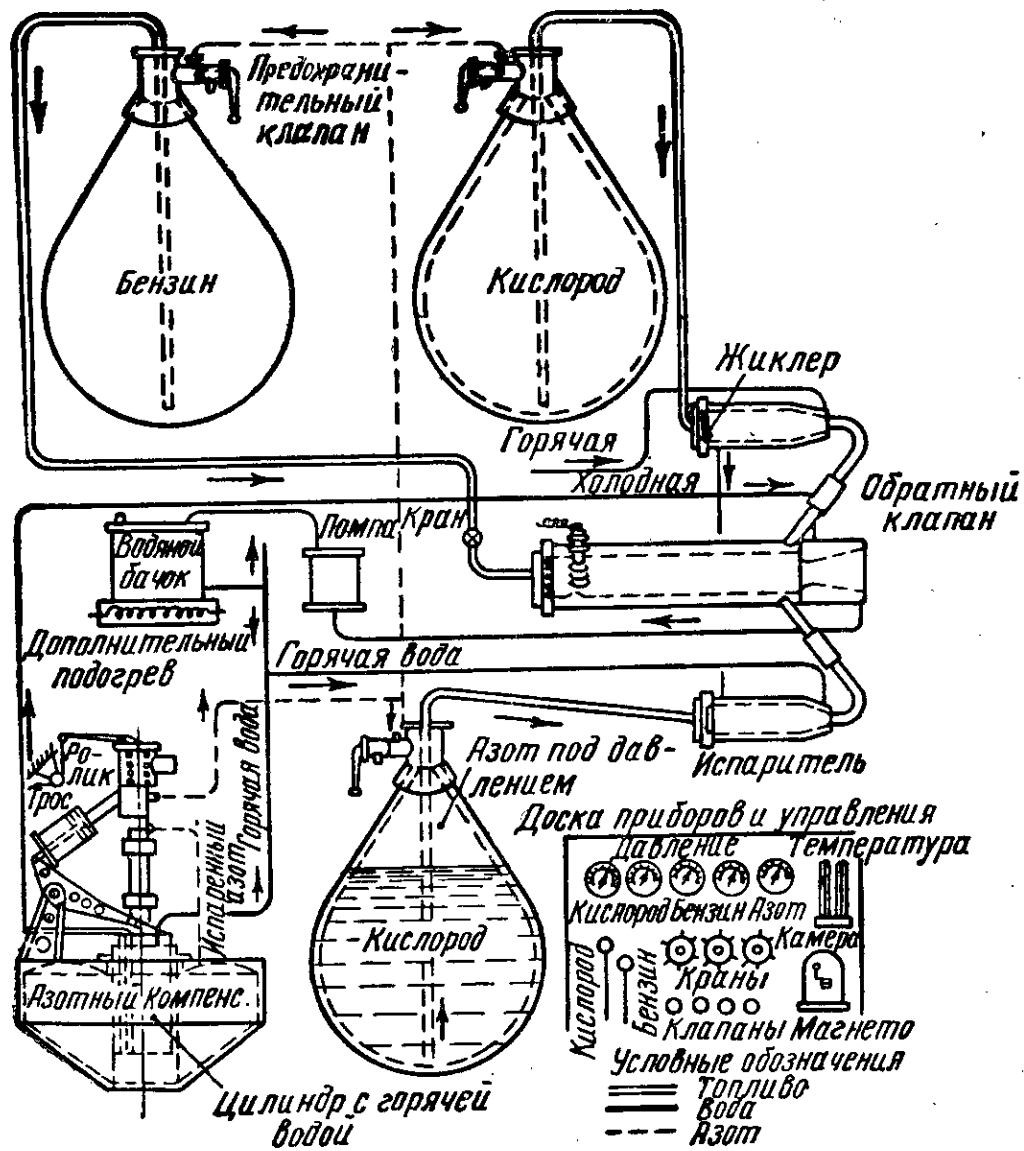
Ф. А. Цандером были построены два двигателя ОР-1 и ОР-2, которые положили начало экспериментальному изучению процессов и конструкции ЖРД. Двигатель ОР-1 (фиг. 24) был построен в 1930—1931 гг. Он работал на бензине и газообразном воздухе и развивал тягу до 5 кг. В 1932 г. Ф. А. Цандер создает проект двигателя ОР-2, который был осуществлен с его участием, но испытание двигателя происходило во время болезни и после смерти Ф. А. Цандера.

Двигатель ОР-2 устроен по схеме, приведенной на фиг. 25. Он работал на бензине и жидком кислороде. Подача горючего и жидкого кислорода осуществлялась вытеснением их из баков газообразным азотом, который получался путем испарения жидкого азота

¹ Ф. А. Цандер, Проблема полета при помощи ракетных аппаратов, Оборонгиз, 1947.

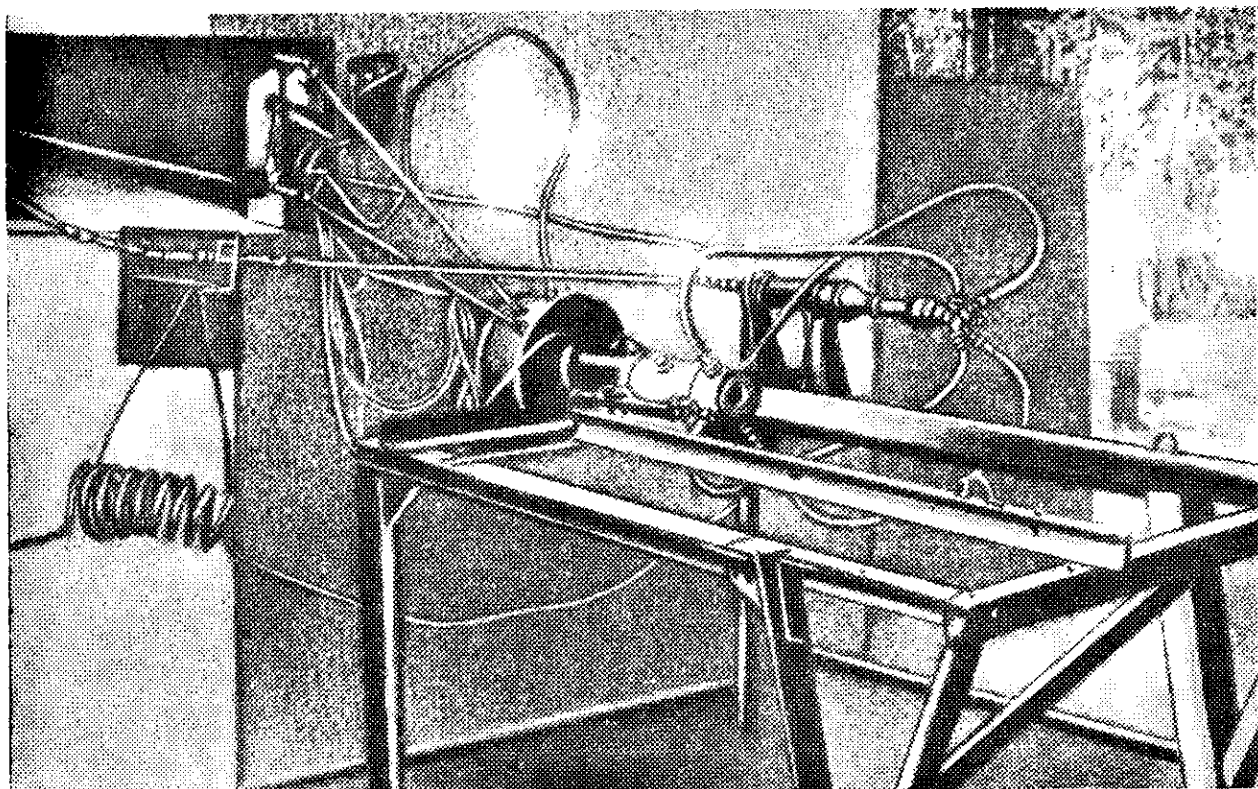


Фиг. 24. Двигатель ОР-1.



Фиг. 25. Схема ракетного двигателя Цандера ОР-2.

за счет обогрева бака. Особая система — азотный компенсатор — была разработана для поддержания в баках постоянного давления. Давление в системе регулировалось степенью погружения бачка с жидким азотом в сосуд с горячей водой. Эта система оказалась излишне сложной и вскоре была заменена системой вентиляей. Кислород, поступающий в двигатель, предварительно испарялся в двух испарителях и затем попадал в рубашку двигателя для охлаждения камеры сгорания. Из рубашки охлаждения через прорези в



Фиг. 26. Двигатель ОР-2 на испытательном стенде.

стенках камеры сгорания он вводился в камеру; топливо распыливалось форсунками, расположенными в головке двигателя.

Регулирование количества поступающих в камеру двигателя компонентов и их соотношения осуществлялось подбором жиклеров на линиях подвода горючего и окислителя. Двигатель ОР-2 развивал тягу 50 кг и был первым в мире двигателем, работавшим на жидком кислороде и нефтяном топливе. На фиг. 26 показаны внешний вид двигателя и установка двигателя на стенде.

Подробное исследование возможностей космических полетов проводил Ю. В. Кондратюк. В своей работе «Завоевание межпланетных пространств», вышедшей в 1928 г., он уделил большое внимание выбору топлив и впервые поставил вопрос об использовании в качестве горючего лития, бора и его соединений с водородом, а также металлов¹.

В этой работе Ю. В. Кондратюк указывает на роль молекулярного веса продуктов сгорания для рабочих смесей ЖРД и излагает

¹ Ю. В. Кондратюк, Завоевание межпланетных пространств, Оборонгиз, 1947.

особенности расширения продуктов сгорания в сопле при наличии сильной диссоциации в камере. Ему же принадлежит идея дожигания продуктов сгорания по длине сопла путем постепенного добавления окислителя. Этим Ю. В. Кондратюк предполагал ограничить чрезмерное повышение температуры в камере сгорания.

Большие теоретические и экспериментальные работы в области ЖРД были проведены В. П. Глушко, опубликовавшим несколько работ по топливам и основам устройства ЖРД еще в 1929 г., и М. К. Тихонравовым, создавшим ряд метеорологических ракет с ЖРД.

Ракеты М. К. Тихонравова с ЖРД совершили в 1934 г. ряд удачных полетов, а в 1935 г. одна из них достигла высоты нескольких километров.

В 1934—1935 г. были опубликованы также работы В. П. Глушко, С. П. Королева, Ю. А. Победоносцева и Л. С. Душкина по устройству и принципу действия ракетных двигателей¹.

В 1934 г. состоялась Всесоюзная конференция по изучению стратосферы. На этой конференции были сделаны доклады о возможности применения реактивных аппаратов для исследования стратосферы, о достижениях реактивной техники. Конференция заслушала доклады о применении ракет при старте самолетов, о крылатых ракетах для полета человека и др.

В 1942 г. под управлением летчика Г. Я. Бахчиванджи совершил полет первый в мире самолет с жидкостным ракетным двигателем². На нем устанавливались ЖРД Л. С. Душкина и А. М. Исаева.

Определенный этап развития ЖРД представляют собой немецкие работы в этой области. Несмотря на то, что боевая ценность ракетного оружия, разработанного в Германии в период Второй мировой войны, оказалась невысокой, образцы ЖРД, созданные для этого оружия, показали реальную возможность осуществления двигателей различных типов и дали новый толчок для дальнейшего развития их во многих странах.

После окончания Второй мировой войны захваченные в качестве военных трофеев многие образцы немецкой жидкостной ракетной техники, например дальняя ракета А-4 (V-2), зенитные ракеты «Вассерфаль» и другие были испытаны в различных странах и, согласно опубликованным сведениям, работы по этим образцам были продолжены.

В настоящее время во многих странах созданы жидкостные ракетные двигатели для зенитных управляемых ракет с тягой в 3—10 т и временем работы в 30—50 сек. и начато серийное про-

¹ В. П. Глушко, Жидкое топливо для реактивных двигателей, ч. 1, изд. ВВИА им. Н. Е. Жуковского, 1936.

С. П. Королев, Ракетный полет в стратосфере, Воениздат, 1934.

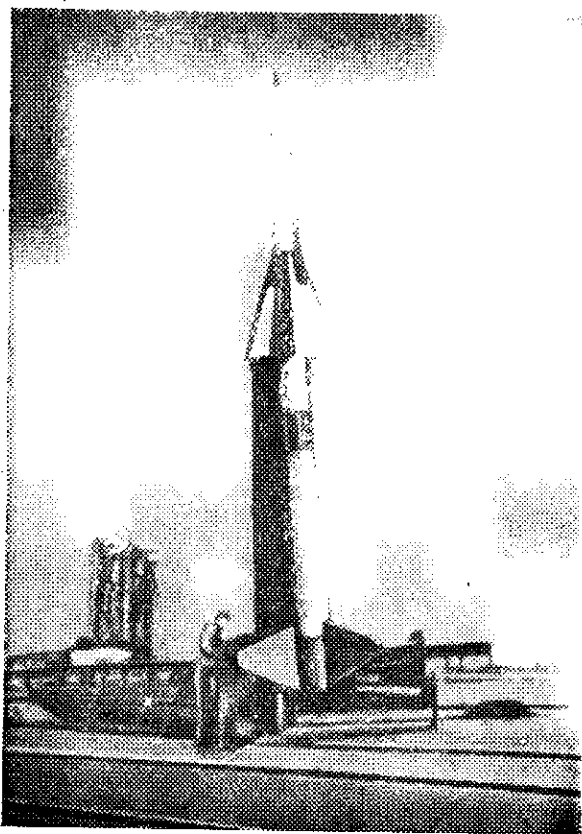
Л. С. Душкин, Основные положения общей теории реактивного движения, в сб. «Реактивное движение», № 1, ОНТИ, 1935.

Г. Э. Лангемак и В. П. Глушко, Ракеты, их устройство и применение, ОНТИ, 1935.

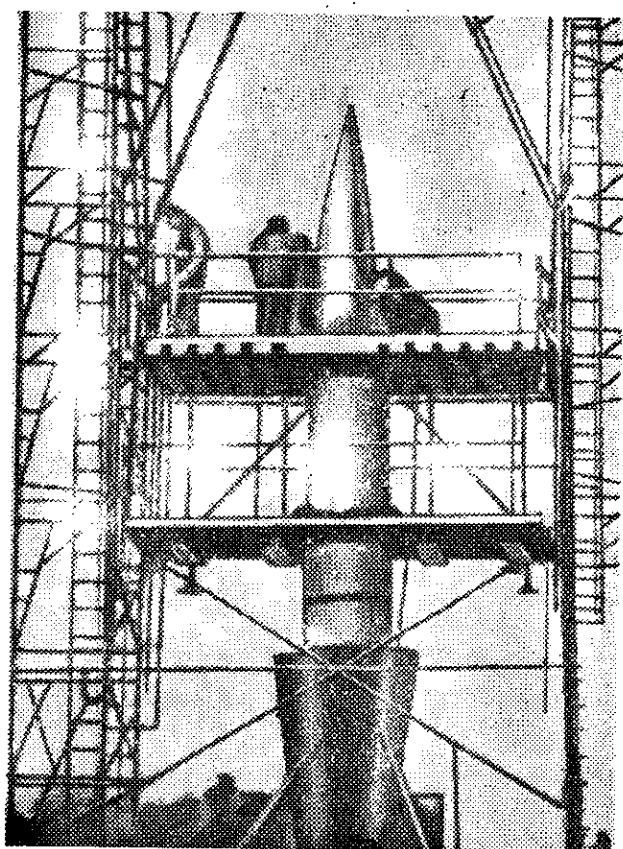
² Т. Кожевникова, Крылья нашей родины, Госкультпросветиздат, 1953.

изводство соответствующих ракет: «Ника» и «Корпорел» в США (фиг. 27), снаряда Английского Министерства снабжения и др.

В различных странах для экспериментальных целей и исследования высоких слоев атмосферы используются ракеты с двигате-



Фиг. 27. Зенитная ракета «Найк» («Ника»).



Фиг. 28. Запуск метеорологической ракеты.

лями тягой в 10—30 т (фиг. 28). Таковы, например, ракеты «Викинг» в США, «Вероника» во Франции и т. д. Для многих из таких ракет прообразом является немецкая ракета А-4.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. Какие допущения принимаются при выводе уравнения силы тяги жидкостного ракетного двигателя?
2. Из каких сил складывается сила тяги?
3. Прodelайте вывод уравнения силы тяги, в случае если нельзя пренебречь количеством движения впрыскиваемого топлива.
4. Что такое удельная тяга? Что она характеризует?
5. Определите удельную тягу двигателя, имеющего тягу 8000 кг при расходе топлива 42,3 кг/сек.
6. Найдите эффективную скорость истечения газов для двигателя, удельная тяга которого составляет 215 кгсек/кг.
7. Найдите статическую составляющую силы тяги, если при тяге в 12 000 кг расход рабочей смеси равен 52 кг/сек, а скорость истечения составляет 2150 м/сек.
8. Зависит ли удельная сила тяги от величины ускорения силы тяжести?
9. Как возникает тяга ЖРД?
10. В чем отличие двигателя прямой реакции от двигателя непрямо́й реакции?

Глава II

НЕОБХОДИМЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМОДИНАМИКИ

Работа жидкостного ракетного двигателя связана с изменением давления, температуры и скорости движения газов, поэтому изучение рабочего процесса ЖРД требует использования основных законов и положений термодинамики.

В этой главе сообщается только тот материал, который необходим для распространения известных положений термодинамики на рабочий процесс жидкостного ракетного двигателя и используется в дальнейшем при расчете ЖРД¹.

§ 8. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ

Состояние газа характеризуется вполне определенными физическими величинами, главные из которых: абсолютное давление p , абсолютная температура T , плотность ρ (или удельный вес γ), а также газовая постоянная R .

Как известно, для идеальных газов или для их смесей установлена связь между основными параметрами в виде уравнения состояния

$$\frac{p}{\rho} = gRT. \quad (\text{II. 1})$$

Продукты сгорания ЖРД находятся в двигателе при весьма высоких температурах и относительно низких давлениях. В этих условиях их свойства могут быть достаточно точно описаны уравнениями идеального газа.

При использовании уравнения состояния давление p следует выражать в $\text{кг}/\text{м}^2$, т. е. 10^4 ата , плотность ρ в $\text{кгсек}^2/\text{м}^4$, температуру в градусах абсолютной шкалы, $g=9,81 \text{ м/сек}^2$, газовую постоянную R в $\text{кгм}/\text{кг}^\circ\text{С}$.

Плотность газа связана с удельным объемом соотношением

$$\rho v g = 1, \quad (\text{II. 2})$$

где v — удельный объем газа; он выражается в $\text{м}^3/\text{кг}$, поэтому уравнение состояния можно записать в виде

$$pv = RT. \quad (\text{II. 3})$$

¹ Подробнее см. В. В. Сушков, Техническая термодинамика, Госэнергоиздат, 1953 и Н. Д. Федюлов и В. А. Киреев, Учебник физической химии, Госхимиздат, 1952.

Величина газовой постоянной определяется составом газа; для вычисления ее в общем случае, когда газ является смесью, используется соотношение

$$R = \frac{848}{\mu_{\Sigma}} \text{ кгм/кг}^{\circ}\text{С}, \quad (\text{II. 4})$$

где 848 кгм/кгмоль $^{\circ}\text{С}$ — значение универсальной газовой постоянной, относящейся к одному килограммолу данного газа и выраженной в кгм на 1°С ;

μ_{Σ} — кажущийся молекулярный вес смеси; его вычисляют по уравнению

$$\mu_{\Sigma} = \sum_i \mu_i r_i, \quad (\text{II. 5})$$

где μ_i — молекулярный вес газа, составляющего смесь;

r_i — его объемная доля.

Последняя выражается через отношение парциального давления p_i данного газа к общему давлению p_{Σ} , при котором находится смесь,

$$r_i = \frac{p_i}{p_{\Sigma}}. \quad (\text{II. 6})$$

В связи с соотношением (II-6) формула (II-5) приобретает вид

$$\mu_{\Sigma} = \frac{1}{p_{\Sigma}} \sum_i \mu_i p_i. \quad (\text{II. 7})$$

В газах постоянного состава величина R неизменна; если состав газа переменен (т. е. меняются r_i), то газовая постоянная смеси газов также меняет свою величину.

§ 9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВ

Первый закон термодинамики

Газ, находящийся в любом состоянии, обладает некоторой внутренней энергией. При изменениях состояния газа могут изменяться давление, температура и плотность, а также запас внутренней энергии в нем. Одновременно с изменением состояния совершается механическая работа, а также может происходить подвод или отвод тепла.

Первый закон термодинамики устанавливает связь между изменениями количеств внутренней энергии, работы и теплоты, происходящими при изменении состояния газа. Эта связь основывается на законе сохранения энергии, который утверждает, что *энергия изолированной системы неизменна по величине и может изменять только свою форму*. В частности, при переходе работы L в тепло Q (или наоборот) всегда имеет место строгое соответствие между работой L , выраженной в единицах работы, и теплом Q , выраженным в единицах тепла.

Для наиболее распространенных единиц работы (1 кгм) и тепла (1 ккал) так называемый *термический эквивалент* работы равен

$$A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кгм.}$$

Согласно первому закону термодинамики тепло ΔQ , подводимое к газу, переходит в другие виды энергии. В термодинамическом процессе оно затрачивается обычно только на изменение внутренней энергии ΔU и совершение внешней работы ΔL . В этом случае математическое выражение первого закона термодинамики может быть записано в виде

$$\Delta Q = \Delta U + A \Delta L. \quad (\text{II. 8})$$

Внутренняя тепловая энергия и теплосодержание газа

Внутренняя тепловая энергия газа представляет собой энергию движения молекул его. В зависимости от строения газовой молекулы для нее могут быть характерны различные виды движения, или степени свободы.

Простейшая газовая молекула, состоящая из одного атома (H, O, N), обладает возможностью перемещаться, как твердая точка, в трех взаимно перпендикулярных направлениях; иначе говоря, она обладает тремя степенями свободы поступательного движения. В одноатомной молекуле возможны и другие движения: вращение атома вокруг оси, проходящей через его центр тяжести, движение электронов ядра атома, но энергия этих движений обычно очень невелика и поэтому учитывается только при очень высоких температурах.

Более сложные двухатомные молекулы (CO, H₂, N₂, O₂, NO и OH) обладают бóльшим числом степеней свободы. Кроме трех степеней свободы поступательного движения, они обладают дополнительно двумя степенями свободы вращательного движения вокруг двух осей, не проходящих через центры тяжести обеих молекул (фиг. 29). Вращение вокруг оси, проходящей через центры тяжести обоих атомов, не рассматривается, так как момент инерции молекулы относительно этой оси, а следовательно, и энергия вращения относительно данной оси очень мала. Кроме вращательного движения, в двухатомной молекуле может возникнуть колебательное движение атомов относительно их равновесного или нейтрального положения в молекуле.

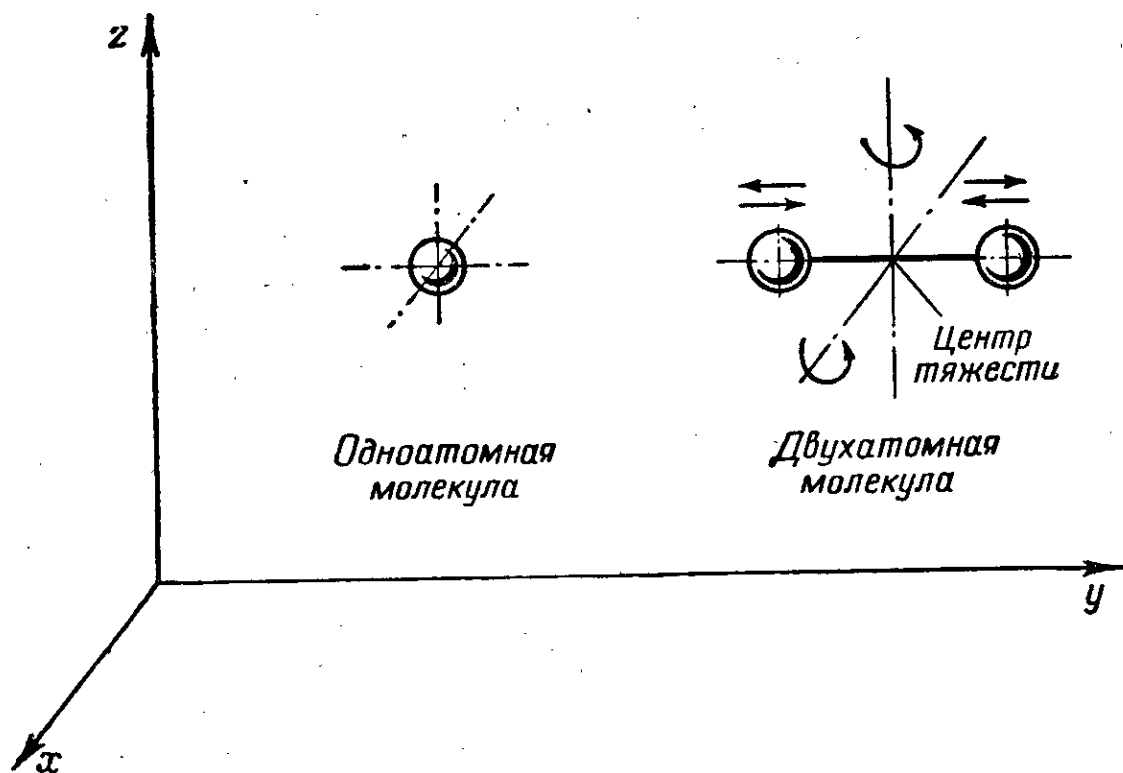
Всего двухатомная молекула обладает шестью степенями свободы.

Еще бóльшим числом степеней свободы, а именно девятью, обладает трехатомная молекула. При этом она обладает, естественно, тремя степенями свободы поступательного движения, а количество степеней свободы вращательного и колебательного движения зависит от расположения атомов в молекуле.

Линейной трехатомной молекулой называется молекула, у которой все три атома расположены на одной линии.

Примером такой молекулы служит молекула углекислого газа CO_2 . Такая молекула, так же как двухатомная, обладает только двумя степенями свободы вращательного движения (момент инерции вокруг оси, проходящей через центры тяжести атомов, равен нулю), но зато она имеет четыре степени свободы колебательного движения.

Возможные направления колебаний показаны на фиг. 30,а. При этом колебания 2 и 3 происходят одно в плоскости чертежа, а другое — в перпендикулярной чертежу плоскости.



Фиг. 29. Вращательные и колебательные движения двухатомной молекулы.

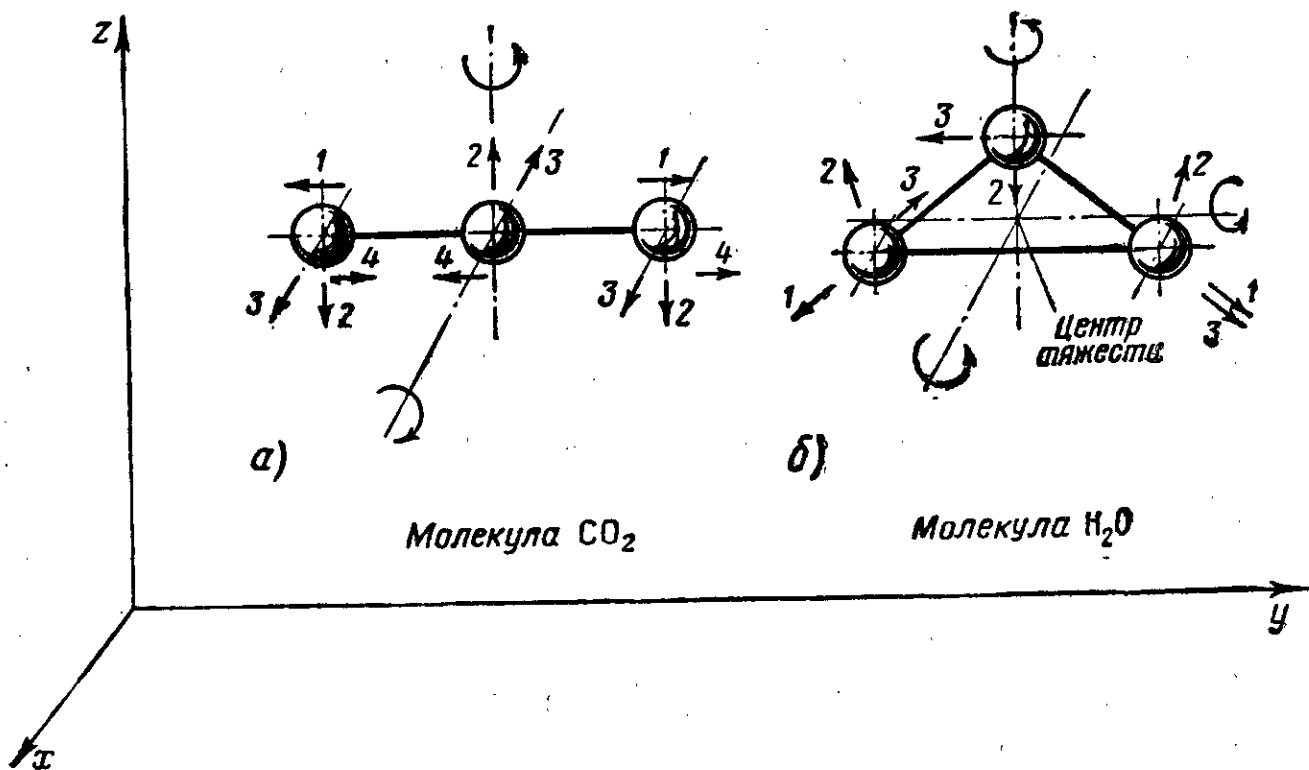
Некоторые другие молекулы трехатомных газов, например молекула водяных паров (см. фиг. 30,б), имеют не линейное строение. Такая молекула обладает уже не двумя, а тремя степенями свободы вращательного движения (так как относительно каждой из любых трех взаимно перпендикулярных осей момент инерции не будет равен нулю) и трем степенями свободы колебательного движения.

Внутренняя энергия газа и представляет собой сумму энергий движения молекул в направлениях различных степеней свободы. Величина внутренней энергии зависит от числа степеней свободы и запаса энергии движения молекулы в направлении данной степени свободы.

Установлено, что мерой энергии, которой обладают молекулы в движении по любой из присущих им степеням свободы, является исключительно температура.

Внутренняя энергия газа складывается из энергий движения молекул по степеням свободы, следовательно, она также зависит от температуры. Связь между внутренней энергией и температурой устанавливается путем введения понятия *теплоемкости*.

Теплоемкостью любого тела называется способность его поглощать или выделять тепло при изменении температуры. Теплоемкость определяется количеством тепла, необходимым для изменения температуры весовой единицы вещества на 1°C . В качестве единиц веса используют или 1 кг или *граммоль*. В соответствии с этим размерность теплоемкости может быть $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ или $\text{ккал/граммоль}^\circ\text{C}$.



Фиг. 30. Колебательные движения трехатомных молекул.

Общее количество тепла, подводимое к газу, в случае если теплоемкость зависит от температуры, составит

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} c dT, \quad (\text{II.9})$$

а при постоянной теплоемкости

$$Q = c(T_2 - T_1). \quad (\text{II.10})$$

Если поглощение или выделение тепла газом происходит при постоянном объеме газа, то тепло расходуется только на изменение внутренней энергии газа. Теплоемкость при постоянном объеме обозначается c_v . Ее можно рассматривать как сумму теплоемкостей газа по степеням свободы. *Теплоемкость по степени свободы* представляет изменение энергии молекулярного движения весовой единицы газа по данной степени свободы, при изменении температуры на 1°C .

При этом для каждой степени свободы характерно то, что теплоемкость ее увеличивается при увеличении температуры, но при достижении определенной температуры теплоемкость данной степени свободы становится постоянной. В этом случае говорят, что произошло насыщение степени свободы данного типа.

При насыщении теплоемкость каждой из поступательных и вращательных степеней свободы равна $\frac{AR}{2}$, а каждой из колебательных степеней свободы AR .

Отметим, что величина

$$AR = \frac{848}{427} = 1,986 \text{ ккал/кгмоль } ^\circ\text{C} = 1,986 \text{ кал/граммоль } ^\circ\text{C}$$

называется *универсальной газовой постоянной, выраженной в тепловых единицах*. (Здесь R — универсальная газовая постоянная, выраженная в единицах работы). Эта величина одинакова для моля любого газа.

Температура, при которой достигается насыщение данной степени свободы, зависит от типа движения, а также от свойств данной молекулы.

Насыщение поступательных степеней свободы для всех без исключения молекул наступает при очень низких температурах, поэтому практически теплоемкость каждой из поступательных степеней свободы всегда постоянна и равна $\frac{AR}{2}$ кал/граммоль $^\circ\text{C}$.

При относительно более высокой температуре, порядка 10—30 $^\circ$ абсолютной шкалы, происходит насыщение вращательных степеней свободы и теплоемкость каждой из них также составит $\frac{AR}{2}$ кал/граммоль $^\circ\text{C}$.

Что касается колебательных степеней свободы, то насыщение их для большинства двухатомных и трехатомных газов, входящих в состав продуктов сгорания жидкостных ракетных двигателей, имеет место только при очень высоких температурах, в основном превышающих температуру сгорания. Таким образом, теплоемкость колебательных степеней свободы переменна и изменяется так, что она зависит только от температуры, при которой находится газ, и увеличивается с увеличением ее.

Суммируя теплоемкости степеней свободы, получим величину теплоемкости при постоянном объеме c_v газов различного строения.

Так, теплоемкость c_v одноатомных газов практически постоянна и равна $\frac{3}{2} AR$, а внутренняя энергия их прямо пропорциональна температуре и составляет $\frac{3}{2} ART$.

Двухатомные газы при низких (в применении к ЖРД) температурах обладают теплоемкостью трех поступательных и двух вращательных степеней свободы, т. е. $\frac{5}{2} AR$, а при высоких температурах их теплоемкость возрастает за счет возбуждения колебательной степени свободы и стремится в пределе к величине $\frac{7}{2} AR$.

Теплоемкость трехатомных газов при низких температурах также равна $\frac{5}{2} AR$, а при больших температурах стремится для CO_2 к $\frac{13}{2} AR$, а для H_2O к $6 AR$.

Как указывалось выше, и теплоемкости степеней свободы, и энергия данной степени свободы зависят только от температуры,

поэтому внутренняя энергия также зависит и полностью определяется только температурой газа.

Изменение внутренней энергии обычно подсчитывается по формуле

$$\Delta U = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \quad (\text{II. 11})$$

или, если теплоемкость c_v принимается постоянной, то

$$\Delta U = c_v(T_2 - T_1). \quad (\text{II. 12})$$

В технических расчетах тепловых машин важное значение получила величина, называемая *теплосодержанием*, или *энтальпией* I .

Теплосодержание отличается от внутренней энергии тем, что к величине внутренней энергии прибавляется произведение $p\nu$. Это произведение является мерой потенциальной энергии, которой обладает газ, сжатый до давления p . Поэтому теплосодержание является мерой суммы внутренней энергии и потенциальной энергии давления газа. Например, полная энергия сжатой пружины составляет внутреннюю энергию вещества пружины, нагретого до определенной температуры, а также энергией, затраченной на сжатие ее. Эта полная энергия аналогична теплосодержанию сжатого газа. Как видно, название рассматриваемой функции не вполне соответствует физическому смыслу ее.

Теплосодержание и внутренняя энергия связаны между собой следующим равенством:

$$I = U + A p \nu \quad (\text{II. 13})$$

или, соответственно с (II. 3) и (II. 12),

$$I = U + A R T = c_v T + A R T = (c_v + A R) T = c_p T. \quad (\text{II. 14})$$

Величина c_p , входящая в выражение для теплосодержания, носит название *теплоемкости при постоянном давлении*; численно теплосодержание равно произведению теплоемкости при постоянном давлении на температуру.

Изменение теплосодержания, так же как и изменение внутренней энергии, не зависит от протекания процессов, происходящих в газе, а зависит только от его начальной и конечной температуры.

Отметим, что теплоемкость c_p для всех газов и при всех температурах больше теплоемкости c_v на величину $A R$. В термодинамике большое значение имеет величина отношения теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме. Эта величина называется *показателем адиабаты* и обозначается через k .

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + A R}{c_v} = 1 + \frac{A R}{c_v}. \quad (\text{II. 15})$$

Как видно, величина k зависит от теплоемкости газа при постоянном объеме, т. е. от строения и температуры газа. Для технических газов, входящих в состав продуктов сгорания, величина k меняется в пределах, представленных в табл. 1.

Теплоемкости и показатели адиабаты различных газов при низких и высоких температурах

Характеристика газа		Одноатомные газы	Двухатомные газы	Трехатомные газы	
		O; H; N	O ₂ ; H ₂ ; N ₂ ; CO; OH; NO	CO ₂	H ₂ O
Теплоемкость c_v кал/граммоль	Низкие температуры	$\frac{3}{2} AR$	$\frac{5}{2} AR$	$\frac{5}{2} AR$	$\frac{6}{2} AR$
	Очень высокие температуры	$\frac{3}{2} AR$	$\frac{7}{2} AR$	$\frac{13}{2} AR$	$\frac{12}{2} AR$
Показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$	Низкие температуры	$\frac{5}{3} = 1,67$	$\frac{7}{5} = 1,40$	$\frac{7}{5} = 1,40$	$\frac{7}{5} = 1,40$
	Очень высокие температуры	$\frac{5}{3} = 1,67$	$\frac{9}{7} = 1,29$	$\frac{15}{13} = 1,15$	$\frac{14}{12} = 1,17$

Воспользуемся полученной нами связью

$$c_p = c_v + AR \quad (\text{II. 16})$$

и выразим теплоемкость c_p через величину показателя адиабаты k

$$c_p = \frac{k}{k-1} AR. \quad (\text{II. 17})$$

Соответственно через величину показателя адиабаты можно выразить теплоемкость при постоянном объеме

$$c_v = \frac{c_p}{k} = \frac{AR}{k-1}. \quad (\text{II. 18})$$

Теплоемкость смесей газов $c_{v\Sigma}$ определяется исходя из того, что в смеси газы не изменяют величин теплоемкостей, которые они имеют, будучи взяты отдельно. Для подсчета теплоемкости смеси газов используется формула

$$c_{v\Sigma} = \sum_i r_i c_{vi}. \quad (\text{II. 19})$$

Используя формулу $r_i = \frac{p_i}{p_\Sigma}$, получим

$$c_{v\Sigma} = \frac{1}{p_\Sigma} \sum_i c_{vi} p_i. \quad (\text{II. 20})$$

Для перевода теплоемкости, выраженной в ккал/граммоль °С, в теплоемкость, отнесенную к одному килограмму газа, используется соотношение

$$c_{v\Sigma} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{С} = c_v \text{ ккал/граммоль } ^\circ\text{С} \frac{1000}{\mu_\Sigma}, \quad (\text{II. 21})$$

где $\frac{1000}{\mu_\Sigma}$ представляет собой число граммолей в 1 кг газа.

Для газов одного состава величина μ_Σ должна быть заменена молекулярным весом данного газа μ_i .

Химическая энергия и полное теплосодержание

Газ, представляющий собой индивидуальное химическое вещество, обладает внутренней энергией, определяемой тепловым движением его молекул. Если газ составлен несколькими химическими веществами, между которыми может протекать химическая реакция, сопровождающаяся выделением тепла, то такая смесь, кроме тепловой внутренней энергии, обладает еще и химической энергией.

Так, например, кислород и водород, взятые в отдельности, обладают только тепловой энергией, а смесь их, в которой может протекать химическая реакция сгорания, обладает, кроме того, и химической энергией.

Под химической энергией мы будем понимать ту энергию, которая может выделиться при протекании химической реакции между веществами, составляющими данную систему. С этой точки зрения широко распространенная величина — теплотворная способность топлива — представляет собой химическую энергию, которую потеряет топливо во время реакции горючего с кислородом. Подчеркнем здесь то важное обстоятельство, что химическая энергия может быть выделена или поглощена только при протекании реакции, т. е. только тогда, когда имеется несколько веществ, способных вступить в реакцию, а также имеются условия, обеспечивающие протекание такой реакции. Поэтому неверно говорить о химической энергии (теплотворной способности) горючего, а надо говорить о химической энергии топлива (например, смеси углерод + воздух, керосин + кислород или какой-либо другой смеси). Совершенно условно величина химической энергии приписывается горючему или окислителю, что иногда удобно для расчетов.

Некоторые вещества, которые используются в качестве горючего или окислителя, могут обладать определенным запасом химической энергии, помимо той, которая выделяется в процессе их совместного сгорания. Эта химическая энергия возникает в результате затраты тепла, происходящей в процессе образования данного вещества из элементов.

Сумму тепловой внутренней энергии и химической энергии будем называть *полной внутренней энергией* U_{Σ} ; аналогично сумму

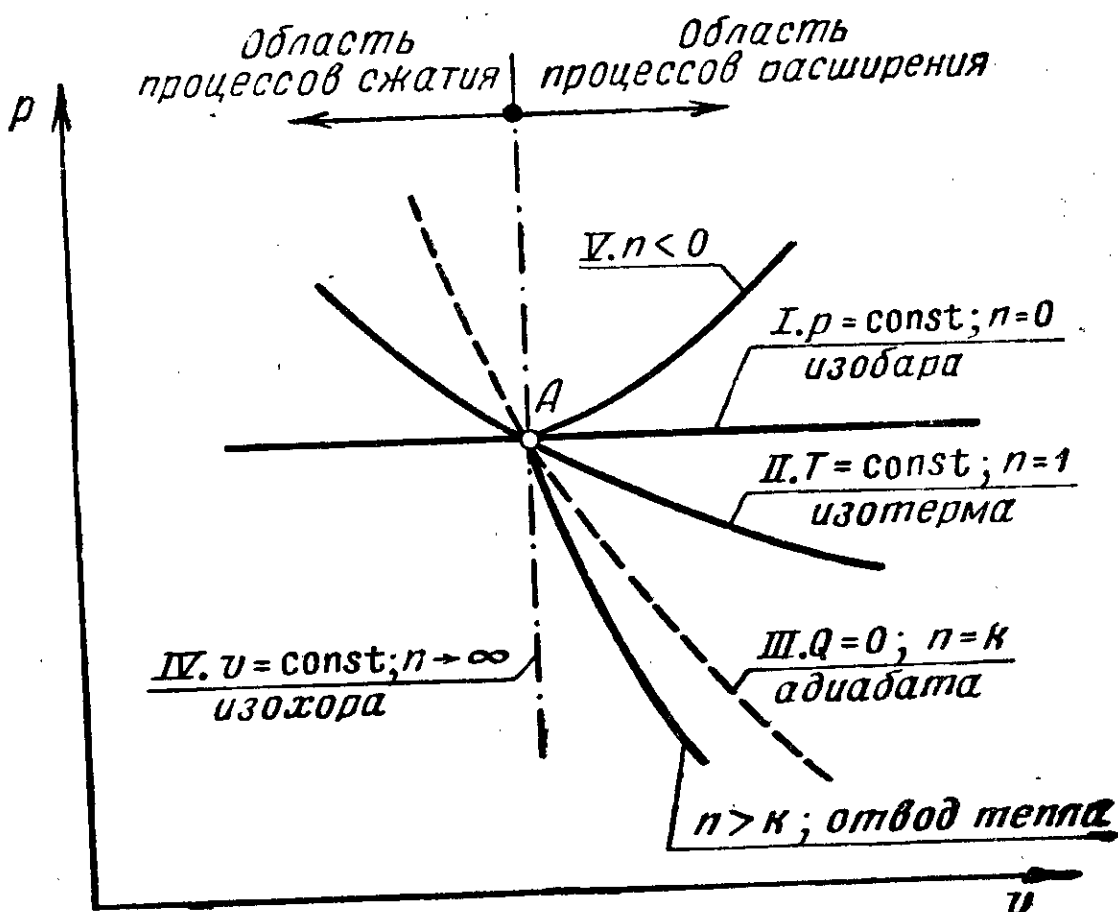
теплосодержания и химической энергии будем называть *полным* теплосодержанием I_{Π}

$$U_{\Pi} = c_v T + U_{\text{хим}}; \quad (\text{II. 22})$$

$$I_{\Pi} = c_p T + U_{\text{хим}}. \quad (\text{II. 23})$$

§ 10. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГАЗАХ

Процесс изменения состояния газа может происходить самым различным образом: например, при постоянном объеме или постоянных давлении или температуре. Характер протекания про-



Фиг. 31. Схема протекания различных политропических процессов.

цесса описывает его уравнение, дающее связь между параметрами состояния в любых точках данного процесса. Наиболее общим уравнением процесса в газах является уравнение *политропического процесса*, которое можно записать в виде

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{const} \quad \text{или} \quad p v^n = \text{const}. \quad (\text{II. 24})$$

В дальнейшем мы будем рассматривать такие процессы, показатель которых n остается постоянным для всего процесса.

Изменяя величину показателя n , можно описать ряд основных термодинамических процессов, которые могут протекать в газах. Так, например, принимая значение $n=0$, получим $v^0=1$, а следовательно, уравнение (II. 24) будет выражать уравнение *изобарического процесса* $p=\text{const}$, изображенного в координатах $p v$ ли-

нией I (фиг. 31). Если при протекании процесса n примет значение, равное 1, то получается уравнение

$$pv = \text{const}, \quad (\text{II. 25})$$

а так как $pv = RT$, то для газа постоянного состава и температура его будет постоянна в течение всего процесса, т. е. данный процесс является *изотермическим процессом*.

Если взять значение $n \rightarrow \infty$, то мы получим уравнение *изохорического процесса* $v = \text{const}$. Последнее легко доказать, возведя уравнение (II. 24) в степень $\frac{1}{n}$; тогда

$$p^{\frac{1}{n}} v = \text{const}$$

и при $n \rightarrow \infty$; величина $p^{\frac{1}{n}} \rightarrow 1$, поэтому

$$v = \text{const}.$$

Линия IV показывает протекание этого процесса в координатах pv ; она разграничивает две области в этой системе координат. Справа — область процессов расширения (увеличения удельных объемов v) и слева — область процессов сжатия (уменьшения удельных объемов v).

Изменение параметров состояния газа при политропических процессах

Пользуясь уравнением политропического процесса при постоянном n , а также уравнением состояния, легко найти связь между параметрами состояния газа в двух различных точках процесса.

За основной параметр, определяющий состояние газа, наиболее удобно выбрать давление газа. Условимся обозначать отношение давлений p в какой-либо точке процесса к начальному давлению p_1 через δ

$$\delta = \frac{p}{p_1}. \quad (\text{II. 26})$$

Изменение всех остальных параметров будем выражать через отношение давлений, т. е. через δ .

Преобразуем основное уравнение политропы (II. 24)

$$\rho^n = \rho_1^n \frac{p}{p_1};$$

$$\rho = \rho_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \rho_1 \delta^{\frac{1}{n}}. \quad (\text{II. 27})$$

Заменив в (II. 27) величину ρ через $\rho = \frac{1}{vg}$ из (II. 2), получим

$$v = v_1 \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n}} = v_1 \left(\frac{1}{\delta} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (\text{II. 28})$$

Заменяя в (II.27) ρ по уравнению состояния через $\rho = \frac{p}{gRT}$, получим

$$\frac{p}{gRT} = \frac{p_1}{gRT_1} \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (\text{II.29})$$

Если в термодинамическом процессе можно считать $R = \text{const}$, т. е. если состав газа постоянен, то после преобразований получим

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right) \left(\frac{p}{p_1} \right)^{-\frac{1}{n}} = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \delta^{\frac{n-1}{n}}. \quad (\text{II.30})$$

Работа, совершаемая при термодинамических процессах

Работа, совершаемая при термодинамическом процессе, выражается формулой

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv.$$

Графически работа может быть представлена как площадка, лежащая под кривой, изображающей процесс в координатах p v (фиг. 32).

При протекании термодинамических процессов работа может как подводиться к газу от какого-либо источника работы, так и отводиться. В последнем случае она может быть использована для совершения механической работы или для создания кинетической энергии направленного газового потока и т. д.

Условимся, что работа расширения считается положительной работой.

Площадь, лежащая под политропой с показателем n между точками 1 и 2, определяется выражением

$$L = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (\text{II.31})$$

Фиг. 32. Работа газа при политропическом процессе.

Формула (II.31) годится для всех значений n , кроме $n=1$, при котором значение L становится неопределенным. Для этого случая изотермического изменения состояния можно вывести формулу

$$L = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (\text{II.32})$$

В дальнейшем для нас будет представлять интерес величина площади, заключенной между кривой процесса и осью ординат, ко-

торуемую будем обозначать L' . Величина этой площади, в n раз большая площади L , равна

$$L' = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (\text{II. 33})$$

На фиг. 32 эта площадь заключена в контуре $c12d$.

Преобразование энергии при политропических процессах

Из бесконечного числа политропических процессов рассмотрим более подробно только некоторые.

Изохорический процесс характеризуется тем, что объем газа остается неизменным, вследствие чего и работа процесса равна нулю ($dv=0$). Поэтому в этом процессе согласно первому закону термодинамики

$$\Delta Q = \Delta U, \quad (\text{II. 34})$$

т. е. все подводимое тепло затрачивается только на изменение внутренней энергии газа. Поэтому, так как для процесса $v = \text{const}$ величина $Q = c_v \Delta T$, то из (II. 34) снова можно получить знакомую формулу

$$\Delta U = c_v \Delta T. \quad (\text{II. 35})$$

При **изобарическом процессе** ($p = \text{const}$) работа расширения 1 моля или 1 кг газа вследствие постоянства давления может быть записана в виде

$$\Delta L = p \Delta v$$

и уравнение первого закона термодинамики примет вид

$$\Delta Q = \Delta U + A p \Delta v.$$

Воспользовавшись уравнением состояния $p v = RT$, заменим величину $p \Delta v$ через равную ей $R \Delta T$ и получим

$$\Delta Q = \Delta U + A R \Delta T = c_v \Delta T + A R \Delta T = (c_v + A R) \Delta T = c_p \Delta T = \Delta I, \quad (\text{II. 36})$$

т. е. при изобарическом процессе все подводимое тепло затрачивается на изменение теплосодержания газа.

При **изотермическом процессе** ($n=1$) температура процесса остается постоянной, следовательно и $\Delta U=0$; поэтому

$$\Delta Q = A \Delta L. \quad (\text{II. 37})$$

Другими словами, в изотермическом процессе расширения все подводимое тепло ΔQ полностью превращается в положительную работу расширения. В процессе изотермического расширения для поддержания постоянной температуры к газу нужно подводить тепло.

Точно так же и в процессе изобарического расширения ($p = \text{const}$) должен иметь место подвод тепла, еще более интенсивный, чем в случае изотермического процесса, так как в этом случае температура газа увеличивается, а следовательно, тепло долж-

но дополнительно расходоваться на повышение внутренней энергии ($\Delta U > 0$); кроме того, как видно из фиг. 31, при одинаковом увеличенни объема Δv работа изобарического расширения будет больше работы изотермического расширения.

Еще большего подвода тепла потребует процесс расширения с повышением давления (кривая V на фиг. 31).

Процесс при постоянном объеме с уменьшением давления ($n \rightarrow \infty$) требует отвода тепла, так как уменьшение давления может произойти только за счет понижения температуры, т. е. за счет уменьшения внутренней энергии газа, излишнее количество которой должно быть отведено.

Адиабатический процесс

Сопоставление рассмотренных выше процессов говорит о следующем. С уменьшением интенсивности подвода тепла линий расширения, начинающиеся в одной исходной точке в координатах p, v , протекают все более круто; при этом чем меньше подвод тепла, тем больше показатель n политропы расширения.

Между процессами $n=1$ и $n \rightarrow \infty$, очевидно, должен располагаться процесс, в котором $\Delta Q=0$, т. е. такой процесс, в котором отсутствует подвод тепла к газу или отвод тепла от него.

Процессы такого типа называются *адиабатическими*. Они широко распространены в природе и технике, особенно в связи с тем, что многие процессы в газах совершаются настолько быстро, что за время их протекания теплообмен газа со стенками и через стенки с окружающей средой пренебрежимо мал.

Теоретическое исследование этого процесса дает

$$n = k = \frac{c_p}{c_v},$$

поэтому величина k называется *показателем адиабаты*.

В случае адиабатического процесса $\Delta Q=0$ и на основании первого закона термодинамики

$$AL = -\Delta U, \quad (\text{II. 38})$$

т. е. работа адиабатического расширения целиком совершается за счет изменения внутренней энергии газа. Естественно, что в этом случае температура газа понижается.

Воспользовавшись формулами (II. 31), (II. 3) и (II. 18), получим также

$$AL = \frac{A}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{AR}{k-1} (T_1 - T_2) = c_v (T_1 - T_2) = -\Delta U,$$

т. е. полное совпадение с выражением (II. 38).

В дальнейшем при рассмотрении цикла ЖРД нас будет интересовать работа L' при адиабатическом истечении газа, выражаемая площадью $c12d$ (фиг. 33).

Воспользовавшись формулой (II.33) и считая $n=k$, получим

$$AL' = \frac{Ak}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{ARk}{k-1} (T_1 - T_2) = c_p (T_1 - T_2) = I_1 - I_2 = -\Delta I.$$

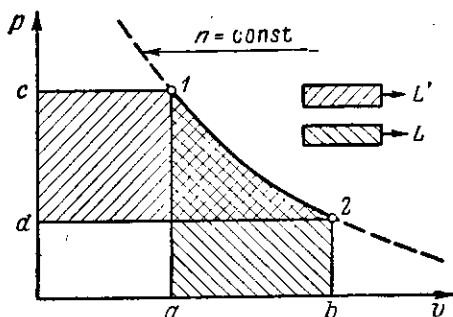
Используя формулу (II.30), где заменяем текущее давление p давлением в точке 2 p_2 ,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

получим

$$L' = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (\text{II.39})$$

При неадиабатическом процессе работа расширения AL и работа AL' соответственно не будут равны ΔU и ΔI .



Фиг. 33. Работа процесса L и работа L' .
 $a12b$ —работа процесса L ; $c12d$ —работа L' .

Так, например, в случае подвода тепла $\Delta Q > 0$ подводимое тепло частично затрачивается на изменение внутренней энергии или теплосодержания, а частично превращается в работу.

§ 11. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Определение закона

Рассматривая термодинамические процессы в газах, мы до сих пор интересовались количественной стороной вопроса: величиной изменения параметров состояния, количеством воспринятого или выделенного тепла или работы. Однако, давая количественные соотношения, этот раздел термодинамики не может указать, как именно и в каком направлении будут протекать процессы в газах.

Во многих случаях, однако, интересно решить вопрос о том, какие именно процессы в газах возможны и как качественно они протекают.

Ответ на вопрос о том, какие процессы возможны в изолированной системе, т. е. в такой системе, которая не подвергается

внешнему воздействию, дает второй закон термодинамики, простейшая формулировка которого гласит:

Тепло не может переходить само собой от тела с меньшей температурой к телу с более высокой температурой.

Энтропия

На основе этого, совершенно естественного для нас утверждения можно показать и количественную меру, которая используется вторым законом для оценки возможного направления термодинамических процессов.

Определим нашу изолированную систему как комбинацию двух тел, имеющих одинаковый запас тепла $Q_1 = Q_2 = Q$. Однако первое тело имеет температуру T_1 , большую, чем температура второго тела T_2 .

В соответствии с высказанным ранее естественным принципом тепло может быть передано только от первого тела второму, а не наоборот. Можно считать, что первое тело обладает более ценным запасом тепла в том смысле, что часть этого запаса можно передать другому телу. Таким образом, ценность данного количества тепла определяется температурой, при которой оно аккумулировано.

Очевидно, при условии $T_1 > T_2$ можно записать

$$\frac{Q}{T_1} < \frac{Q}{T_2}.$$

Сопоставляя этот факт с тем, что запас тепла первого тела более ценен, можно сказать, что величина $\frac{Q}{T}$ определяет ценность запаса тепла и что чем меньше $\frac{Q}{T}$, тем более ценным в указанном смысле является данный запас тепла.

Это элементарное рассуждение придется усложнить в связи с тем, что передача тепла Q изменяет температуру тел (кроме случаев фазовых переходов: плавления, кипения и пр.). Передача только очень небольших количеств тепла может происходить при очень мало меняющейся или практически постоянной температуре T , поэтому для определения ценности тепла какого-либо тела, в том числе и газа, правильнее использовать следующую величину:

$$\sum \frac{\Delta Q}{T},$$

или в пределе

$$\int \frac{dQ}{T},$$

где T — температура, при которой газ получает бесконечно малое количество тепла dQ .

Величина $\int \frac{dQ}{T}$ определяет изменение некоторой функции состояния газа и называется *энтропией*.

Энтропия обозначается обычно буквой S . Ее изменение при каком-либо изменении состояния газа составит

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T}. \quad (\text{II. 40})$$

Адиабатические процессы, при протекании которых нет подвода тепла к газу, происходят без изменения энтропии.

Рассмотрим изменение энтропии при передаче тепла от одного тела к другому в нашей простейшей системе, состоящей из двух тел.

В начальный момент энтропия первого тела S_1 и второго S_2 составит

$$S_1 = \frac{Q}{T_1} \quad \text{и} \quad S_2 = \frac{Q}{T_2}.$$

Рассмотрим изменение энтропии тел системы в случае самопроизвольного перехода от первого тела ко второму малого количества тепла ΔQ , настолько малого, что можно пренебречь изменением температуры T_1 и T_2 . На основании второго закона термодинамики самопроизвольный переход тепла может быть только от первого тела ко второму.

Для первого тела изменение энтропии составит

$$\Delta S_1 = -\frac{\Delta Q}{T_1}, \quad \text{а для второго} \quad \Delta S_2 = +\frac{\Delta Q}{T_2}.$$

Общее изменение энтропии системы составит

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = -\frac{\Delta Q}{T_1} + \frac{\Delta Q}{T_2} = \Delta Q \frac{T_1 - T_2}{T_1 T_2}.$$

Так как $T_1 > T_2$, то величина $\Delta S > 0$.

Таким образом, при протекании самопроизвольного процесса передачи тепла энтропия системы увеличивается.

Поэтому можно дать и другую формулировку второго закона термодинамики:

В изолированной системе процессы могут самопроизвольно протекать только так, что энтропия системы увеличивается или в пределе остается постоянной.

Для уменьшения энтропии данной системы она должна быть подвержена внешнему воздействию.

Примером такого процесса является передача тепла от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой, которая осуществляется в любой холодильной машине. Надо помнить, что второй закон применим только к процессам, происходящим в изолированной газовой системе. Влияя на газовую систему извне, можно обеспечить протекание любого процесса, в том числе и процесса с уменьшением энтропии.

Энтропия и вероятность состояния газа

Другим следствием второго закона термодинамики является положение о том, что механическая работа всегда может быть превращена в тепло, но обратный процесс превращения тепла в механическую работу не является самопроизвольным; для его протекания надо иметь вполне определенные условия: в частности, наличие перепада давлений или температур.

Это следствие второго закона термодинамики является также вполне естественным, ибо внутренняя энергия газа, например энергия поступательных степеней свободы, есть энергия беспорядочного, хаотичного движения молекул, а работа газа может проявиться только в виде упорядоченного движения молекул газа в определенном направлении (например, в сопле ЖРД или в цилиндре поршневой машины). При этом нетрудно представить, что организованное движение молекул легко превратить в хаотичное, неорганизованное (например, вследствие наличия сил вязкости, вызывающих трение газа и создание при определенных условиях мощных завихрений, нарушающих и разрушающих упорядоченное движение газовых молекул). Это приводит к переходу работы в теплоту. Обратный процесс превращения неупорядоченного движения в направленное мало вероятен.

При переходе работы в тепло $\Delta Q > 0$, и энтропия S в таком процессе увеличивается.

Хаотичное движение молекул является при данных условиях всегда более вероятным, чем движение организованное, поэтому величина энтропии может быть представлена как мера вероятности данного состояния: чем более вероятно данное состояние газа, тем больше величина энтропии. Так как при самопроизвольных процессах газ всегда переходит из менее вероятного в более вероятное состояние, то самопроизвольные процессы идут с увеличением энтропии.

В некоторых случаях система при протекании какого-либо процесса остается всегда в наиболее вероятном состоянии; тогда процесс идет при постоянной энтропии.

Обратимость в термодинамических процессах

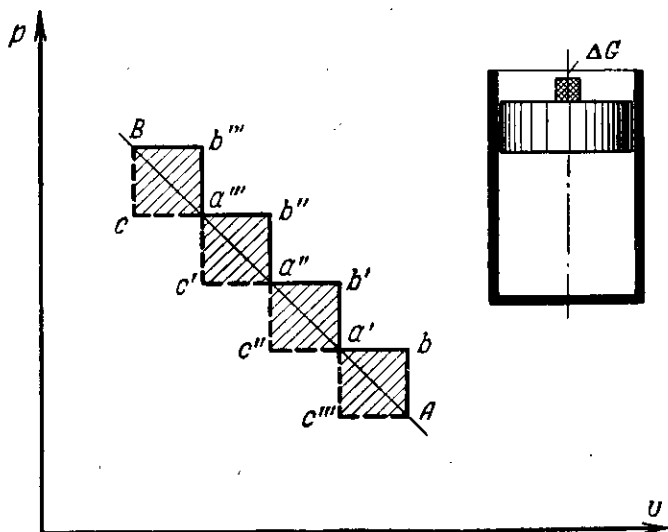
Последний вопрос, который мы рассмотрим с точки зрения второго закона термодинамики, является понятие о равновесных и обратимых процессах.

Проследим, как может протекать, например, процесс сжатия газа. Если поршень, свободно перемещающийся в сосуде с нетеплопроводящими стенками, нагружать грузами ΔG , увеличивающими давление газа на Δp кг/см², то в каждый момент постановки нового груза равновесие системы поршень — газ нарушается и поршень начинает двигаться до тех пор, пока снова не установится новое состояние равновесия.

Проследим такой процесс сжатия в координатах pV (фиг. 34). В момент постановки груза давление, соответствующее ему, воз-

растает скачком на величину Ab , $a'b'$ и т. д. Только после того как газ сожмется до нового давления b , b' и т. д., по линиям ba' , $b'a''$ и т. д., установится новое состояние равновесия. Процесс сжатия будет описываться ступенчатой ломаной линией $Ab'a''b''a'''b'''B$, а работа, которая затрачена грузами при сжатии газа от состояния A до состояния B , определится площадью под этой ломаной кривой.

Если провести теперь обратный процесс расширения газа от состояния B до состояния A , снимая те же грузы ΔG , то при этом процесс уменьшения давлений, совершающих работу, изобразится линией $Bca'''c'a''c''a'c'A$.



Фиг. 34. Необратимое и обратимое сжатие газа.

Работа расширения, полученная нашей системой от газа и определяемая площадью под кривой $Bca'''c'a''c''a'c'A$, будет меньше, чем работа, затраченная этой же системой при сжатии.

Из этого следует, что замкнутая система, включающая источник работы сжатия газа, не может вернуться в исходное состояние, так как запас энергии в источнике работы при возвращении системы в точку A будет меньше, чем перед началом сжатия, а при повторении таких процессов может быть исчерпан вовсе.

Процессы, протекающие так, что изолированная система не может вернуться при совершении обратного процесса в начальное состояние, называются *необратимыми*.

В рассмотренном нами случае необратимого сжатия и расширения газа величина потерь работы определяется площадью, заключенной между ломаными линиями процессов сжатия и расширения (заштрихована на фиг. 34).

В момент нарушения равновесия при необратимом процессе поршень, а следовательно, и расположенные рядом с ним частички

газа, приобретают кинетическую энергию, которая затем тратится на нагревание газа. Таким образом, температура газа будет непрерывно повышаться за счет потерь работы, что также усугубляет отклонение системы от начального состояния, т. е. необратимость процесса.

Мы рассмотрели вопрос об обратимости процессов на примере сжатия и расширения газа при сообщении ему работы. Однако понятие обратимости распространяется и на другие процессы. Так, например, подвод тепла также может происходить и обратимо, и необратимо. Для протекания обратного процесса с теплообменом разность температур газа и источника тепла должна быть бесконечно мала, так же как и разность давлений при обратимом процессе сжатия.

Нетрудно видеть (см. фиг. 34), что потеря работы при совершении цикла сжатия и расширения зависит от степени нарушения равновесия при проведении процессов; чем больше нарушение равновесия, тем больший будет недостаток в работе расширения, тем больше будут потери. При уменьшении отклонений от равновесных состояний потеря работы будет также уменьшаться. В пределе, когда процессы сжатия и расширения пройдут через бесконечно большое число бесконечно мало отличающихся друг от друга состояний равновесия, т. е. когда процессы AB и BA будут изображаться совпадающими плавными кривыми, потеря работы станет равной нулю. В этом случае изолированная система при любом числе совершаемых циклов расширения и сжатия будет возвращаться в первоначальное состояние.

Процессы, протекающие так, что изолированная система при совершении обратного процесса может вернуться в начальное состояние, называются *обратимыми*.

Особенностью обратимых процессов является то, что они протекают через бесконечную цепочку равновесных состояний. Равновесное состояние является наиболее вероятным для данной системы и соответствует максимуму энтропии. Адиабатические обратимые процессы, идущие без отвода или подвода тепла ($\Delta Q=0$), протекают при постоянной энтропии ($\Delta S=0$). Такие процессы называются *изоэнтропическими*.

Подсчет численного значения энтропии

Во многих случаях реальные адиабатические процессы, протекающие в тепловых машинах и, в частности, в ЖРД, в значительной мере приближаются к обратным процессам, а отклонение от них может быть учтено экспериментальными коэффициентами. Для расчета таких процессов бывает необходимо вычислять величину энтропии. Не приводя здесь сложных зависимостей для теоретического определения энтропии, абсолютное значение которой зависит от строения газа, т. е. от его химической природы, приведем только некоторые формулы для подсчета энтропии, необходимые в дальнейших расчетах.

В таблицах термодинамических величин обычно дается значение энтропии данного индивидуального химического вещества (водорода, кислорода, водяных паров и т. д.) в зависимости от температуры при стандартном давлении, равном одной физической атмосфере. Эту величину будем обозначать S_0 ; обычно она дается в малых калориях на 1 граммоль вещества и на 1 градус С.

Для вычисления энтропии этого же газа при любом давлении p используется формула

$$S_p = S_0 - AR \ln p \quad (\text{II. 41})$$

или, учитывая, что $AR = \frac{1}{427} \cdot 848 = 1,986$ кал/граммоль °С,

$$\ln p = 2,303 \lg p,$$

$$S_p = S_0 - 1,986 \cdot 2,303 \lg p = S_0 - 4,57 \lg p. \quad (\text{II. 42})$$

Для смесей газов различного состава, какими являются продукты сгорания в ЖРД, энтропия смеси при температуре T и общем давлении смеси p_Σ , выраженная в к кал/кг °С или в кал/кг °С, равна

$$S_{p_\Sigma} = \sum_i S_{pi} M_i, \quad (\text{II. 43})$$

где M_i — число граммолей i -того газа в 1 кг смеси, или, так как

$$M_i = M_\Sigma \frac{p_i}{p_\Sigma}, \quad (\text{II. 44})$$

где M_Σ — общее число граммолей газа в 1 кг смеси их,

$$M_\Sigma = \frac{1000}{\rho_\Sigma},$$

то

$$S_{p_\Sigma} = \sum_i S_{pi} M_\Sigma \frac{p_i}{p_\Sigma}, \quad (\text{II. 45})$$

где S_{pi} — энтропия индивидуального i -газа при его парциальном давлении p_i .

Вводя в (II. 45) соотношение (II. 42), получим

$$S_{p_\Sigma} = \sum_i (S_{0i} - 4,57 \lg p_i) M_\Sigma \frac{p_i}{p_\Sigma},$$

или

$$S_{p_\Sigma} = \frac{M_\Sigma}{p_\Sigma} \sum (S_{0i} p_i - 4,57 p_i \lg p_i). \quad (\text{II. 46})$$

Как мы увидим, этой формулой часто приходится пользоваться при тепловом расчете ЖРД.

§ 12. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ХИМИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ГАЗАХ

Диссоциация продуктов сгорания

До сих пор мы рассматривали процессы в газах постоянного состава при неизменном запасе химической энергии в них. Продукты сгорания топлив ЖРД представляют собой смесь химических веществ, между которыми могут протекать химические реакции.

Большие количества тепла, которые выделяются в камере сгорания жидкостного ракетного двигателя, приводят к тому, что продукты сгорания находятся в ней при весьма высоких температурах (3000—3500° абс). В свою очередь высокие температуры вызывают значительную диссоциацию продуктов сгорания, которая выражается в том, что даже при наличии свободного кислорода продукты сгорания состоят не только из продуктов полного сгорания, но также и из продуктов неполного сгорания (СО; ОН) и исходных топливных элементов (H_2). В смесях с недостатком кислорода свободный O_2 появляется в продуктах сгорания за счет их разложения.

При еще более высоких температурах становится заметным содержание в продуктах сгорания атомарных газов О, Н, N, а также NO. На образование всех указанных выше продуктов диссоциации (СО, ОН, О, Н, N, NO) из соответствующих молекулярных газов затрачивается некоторая энергия. Таким образом, диссоциация продуктов сгорания приводит к неполному выделению химической энергии в камере сгорания, что сказывается в конце концов на степени превращения химической энергии топлива в работу расширения. Диссоциация является нежелательным явлением в работе жидкостного ракетного двигателя. При этом величина химической энергии, остающейся в продуктах сгорания вследствие диссоциации, может оказаться значительной и учет ее является необходимым при тепловом расчете жидкостного ракетного двигателя и определении расчетной температуры сгорания.

Процесс расширения в ЖРД происходит при высоких температурах продуктов сгорания, находящихся в газовой фазе, т. е. при условиях, обеспечивающих возможность протекания химических реакций между газами, составляющими продукты сгорания. Высокие температуры обеспечивают также весьма большие скорости химических реакций.

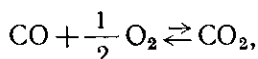
В этих условиях изменение состава продуктов сгорания может успевать за изменением внешних условий. Поэтому в процессе расширения может происходить изменение состава газа, сопровождающееся изменением запаса химической энергии, которой обладает газ, и переходом ее в тепловую энергию.

При тепловом расчете ЖРД необходимо учитывать диссоциацию продуктов сгорания в камере и изменение степени диссоциации при расширении их в сопловой части.

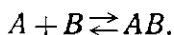
Обратимость химических реакций

Всякая реакция, которую в общем виде можно записать как $A+B=AB$, может протекать как в *прямом*, так и в *обратном направлении*.

Прямая реакция соединения веществ A и B становится возможной только после соударения молекул разных сортов (A и B), которые при условии достаточного запаса энергии в них приводят к образованию новой молекулы (AB). В этой же газовой смеси могут быть и соударения молекул, представляющих продукт реакции (AB) между собой или с исходными молекулами. Эти соударения при достаточном запасе энергии приведут к расщеплению молекул (AB) на молекулы исходных веществ. Таким образом, в реагирующей газовой смеси одновременно происходит и прямая реакция между молекулами исходных веществ, и обратная ей реакция разложения продукта прямой реакции на исходные вещества. Поэтому действительная реакция, например, реакция окисления окиси углерода, запишется в виде



или в общем виде



Эта запись констатирует наличие одновременного протекания прямой и обратной реакции (например сгорание CO и разложение CO_2).

Однако вероятности протекания прямой и обратной реакции различны и определяются числом эффективных столкновений, которые действительно приводят или к образованию молекул продуктов реакции, или к распаду их. Первым фактором, определяющим число эффективных столкновений, является полное число столкновений между молекулами.

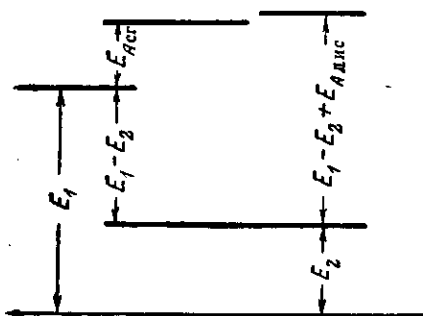
Полное число столкновений между данными молекулами зависит от количества этих молекул в смеси. Так, интенсивное протекание реакции в прямом направлении приводит к уменьшению содержания в газе молекул исходных веществ, в связи с чем уменьшается и число столкновений, могущих привести к образованию молекул сорта AB . При этом в смеси увеличивается содержание молекул продукта реакции, что приводит к увеличению числа столкновений, могущих привести к разложению молекул продукта реакции AB на исходные вещества A и B .

Другим фактором, определяющим число эффективных столкновений, является запас энергии сталкивающихся частиц, который необходим для того, чтобы та или иная реакция могла произойти. Этот запас энергии называется *энергией активации*.

Для прямой реакции (реакции сгорания), протекающей с выделением тепла, необходимая энергия активации относительно мала, так как она потребна только для того, чтобы дать толчок к перегруппировке атомов в молекуле.

Для обратной реакции (реакции разложения продуктов сгорания) запас энергии, необходимый для того, чтобы при соударении произошел разрыв молекулы, должен быть по крайней мере больше, чем энергия химической связи, выделенная при прямой реакции сгорания.

Схема энергетических уровней при протекании реакции сгорания (прямой реакции) и диссоциации (обратной реакции) приведена на фиг. 35. Смесь исходных молекул обладает некоторым запасом энергии, которую обозначим через E_1 .



Фиг. 35. Схема энергетических уровней в прямой и обратной реакциях.

Для того, чтобы произошла прямая реакция сгорания, встречающиеся молекулы должны обладать энергией активации E_{Act} . После осуществления реакции продукт реакции имеет меньший запас энергии E_2 . Количество выделенной при реакции энергии составит $E_1 - E_2$. Для того, чтобы могла произойти реакция диссоциации, встречающиеся молекулы должны обладать по крайней мере запасом энергии $E_1 - E_2$. Кроме того, обратная реакция также требует соответствующей ей энергии активации $E_{A\text{ дис}}$, так что общий запас энергии, которым должны обладать встречающиеся молекулы, составит $E_1 - E_2 + E_{A\text{ дис}}$. Величина $E_1 - E_2 + E_{A\text{ дис}}$ всегда больше, чем величина E_{Act} .

Химическое равновесие в газовой смеси

Источником энергии активации и энергии, необходимой для разложения продукта сгорания, является энергия теплового движения частиц, составляющих газ.

Тепловое движение характеризуется очень неравномерным распределением энергии между частицами. Количество частиц, обладающих данным запасом энергии, определяется с помощью уравнения, которое называется *уравнением Максвелла* и имеет следующий вид:

$$N_i = AN_0 e^{-\frac{\epsilon_i}{kT}} \epsilon_i^2,$$

где N_i — число частиц, имеющих запас энергии ϵ_i ;

N_0 — число всех частиц;

A — некоторая постоянная;

T — абсолютная температура, являющаяся мерой общего запаса энергии в газе;

k — постоянная Больцмана.

Кривые распределения частиц по энергии приведены на фиг. 36. Количество частиц, обладающих данным запасом энергии, имеет максимум при некоторой энергии ϵ_{max} ; хотя количество частиц,

имеющих запас энергии $\epsilon > \epsilon_{\max}$ уменьшается с увеличением ϵ , однако в газе всегда имеются частицы с относительно большим запасом энергии.

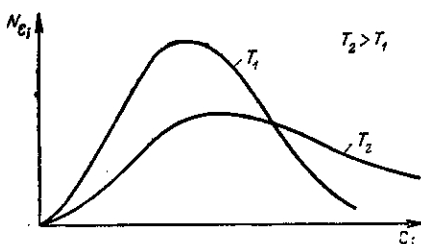
В таком распределении энергии между частицами газа заложена возможность протекания реакций диссоциации, так как в газе всегда имеются частицы, запас энергии которых достаточен для совершения этой реакции.

С увеличением температуры, при которой находится газ, относительное количество частиц, имеющих большие запасы энергии, увеличивается, а следовательно, увеличивается вероятность протекания обратной реакции.

По мере протекания прямой реакции сгорания скорость этой реакции (т. е. число соединений молекул A и B в единицу времени) уменьшается вследствие уменьшения общего числа столкновений между молекулами исходных веществ. Одновременно скорость обратной реакции при данной температуре смеси увеличивается за счет увеличения числа столкновений, в которых участвуют молекулы продуктов реакции.

В результате наступает такой момент, когда скорости прямой и обратной реакций в точности равны друг другу. Тогда средний химический состав газа меняться не будет, хотя в нем будут идти с равной скоростью прямая и обратная реакции. Газовая смесь в этом случае находится в химическом равновесии. Это равновесие является динамическим равновесием, которое возникает при наличии в газе двух противоположных процессов, протекающих с равной скоростью.

Если увеличить температуру T , при которой находится газовая смесь, то число молекул, имеющих больший запас энергии, увеличится, а это приведет к увеличению скорости обратной реакции разложения продуктов сгорания и нарушению установившегося ранее при прежней температуре равновесия. В газовой смеси будет увеличиваться число исходных молекул, что вызовет возрастание скорости прямой реакции за счет увеличения общего числа столкновений между молекулами A и B . В конце концов при увеличении температуры газа снова установится равновесное состояние, характеризующееся равенством скоростей прямой и обратной реакции, но уже при большем содержании в газовой смеси продуктов диссоциации. Таким образом, температура, при которой находится смесь газов, влияет на состав этой смеси и при том так, что с повышением температуры в смеси увеличивается содержание продуктов диссоциации, на образование которых необходима затрата тепла.

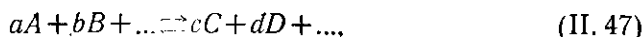


Фиг. 36. Распределение частиц по энергетическим уровням при разных температурах.

Константа равновесия химической реакции

Изложенная выше качественная картина установления равновесия в газовой смеси может быть описана и количественно.

Рассмотрим в общем виде обратимую химическую реакцию, идущую в смеси газов; ее уравнение можно записать так:



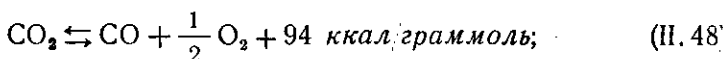
где a, b, c, d — коэффициенты реакции;

A, B — обозначение газов — исходных продуктов;

C, D — обозначение газов — продуктов реакции.

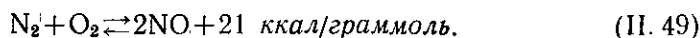
Так как в дальнейшем мы будем прилагать теорию химического равновесия к явлению диссоциации продуктов сгорания, то условимся записывать каждую из реакций так, что в прямом направлении она является реакцией диссоциации и сопровождается переходом тепловой энергии в химическую.

Так, например, реакция диссоциации углекислого газа запишется следующим образом:



$$\left(a=1; c=1; d=\frac{1}{2} \right).$$

Реакция образования окиси азота NO также идет с затратой тепла, т. е. является с нашей точки зрения реакцией диссоциации; она запишется в виде



$$(a=1; b=1; c=2).$$

Нам нужно знать скорость прямой и обратной реакций. Под скоростью реакции понимается отношение изменения концентрации вещества ΔC ко времени Δt , в течение которого это изменение концентрации происходит. Таким образом, скорость реакции

$$u = \frac{\Delta C}{\Delta t}.$$

При этом знак скорости не имеет значения, так как можно говорить как о скорости образования новых продуктов, так и о скорости уничтожения исходных веществ.

Величина концентрации C_i , входящей в уравнение скорости реакции, представляет собой количество вещества, находящегося в единице объема, и определяется обычно, как число молей данного вещества n_i в кубическом метре объема

$$C_i = \frac{n_i}{V} \text{ граммолей/м}^3.$$

Для определения скорости реакции следует воспользоваться законом действующих масс, согласно которому скорость химической реакции пропорциональна концентрациям реагирующих веществ, взятым в степенях, определяемых коэффициентами реакции (a, b, c, d). Так, в общем виде скорость u_1 реакции диссоциации (II. 47) можно записать так:

$$u_1 = K_1 C_A^a C_B^b \dots, \quad (\text{II. 50})$$

$C_A; C_B$ — представляют собой концентрации веществ A, B и т. д., выраженные в молях на единицу объема;

K_1 — коэффициент пропорциональности, называемый константой скорости реакции. Эта величина характерна для каждой реакции; она зависит от температуры и увеличивается вместе с ней.

Так, скорость реакции диссоциации CO_2 (II. 48) может быть записана в виде

$$u_1 = K_1 C_{\text{CO}_2}. \quad (\text{II. 51})$$

Скорость обратной реакции (II. 47) определится равенством

$$u_2 = K_2 C_C^c C_D^d \dots, \quad (\text{II. 52})$$

В применении к реакции (II. 48) скорость обратной реакции сгорания CO запишется в виде

$$u_2 = K_2 C_{\text{CO}} C_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}.$$

При химическом равновесии газовой смеси скорость прямой реакции u_1 равна скорости обратной реакции u_2 , т. е.

$$K_1 C_A^a C_B^b \dots = K_2 C_C^c C_D^d \dots, \quad (\text{II. 53})$$

или

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{C_C^c C_D^d \dots}{C_A^a C_B^b \dots}. \quad (\text{II. 54})$$

В применении к реакции (II. 48) имеем

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{C_{\text{CO}} C_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{C_{\text{CO}_2}}. \quad (\text{II. 55})$$

Это выражение говорит о том, что в условиях равновесия концентрации всех реагирующих веществ должны находиться в определенном соотношении между собой. При этом величина отношения $\frac{K_1}{K_2}$ называется *константой равновесия, выраженной через концентрации*; она обозначается K_c . Так же как и величины K_1 и K_2 , величина K_c зависит только от температуры и типа химической реакции.

Константа равновесия является величиной, связывающей равновесные концентрации веществ в их смеси. С помощью этой ве-

личины можно находить состав смеси, а также определять изменение состава при изменении внешних условий.

При изучении диссоциации газовых смесей более удобно пользоваться не величинами концентраций C_i , а величинами *парциальных давлений* p_i .

Концентрация C_i может быть выражена через парциальное давление газа. Для этого число молей газа h_i заменим через парциальное давление газа, воспользовавшись уравнением состояния

$$p_i V = h_i RT, \quad (\text{II. 56})$$

где R — универсальная газовая постоянная;
 V — объем, занимаемый газовой смесью;

отсюда

$$h_i = \frac{p_i V}{RT},$$

следовательно,

$$C_i = \frac{h_i}{V} = \frac{p_i V}{RTV} = \frac{p_i}{RT}. \quad (\text{II. 57})$$

Подставим теперь это выражение в уравнение константы равновесия (II. 54)

$$K_c = \frac{K_1}{K_2} = \frac{p_C^c p_D^d \dots}{p_A^a p_B^b \dots} (RT)^{[c+d+\dots-(a+b+\dots)]}. \quad (\text{II. 58})$$

Отношение

$$\frac{p_C^c p_D^d \dots}{p_A^a p_B^b \dots}$$

называется *константой равновесия, выраженной через парциальные давления*; она обозначается K_p . Разность $[c+d+\dots-(a+b+\dots)]$ определяет изменение числа молей газа при реакции рассматриваемого типа и обозначается через Δv .

Величину константы равновесия K_p можно выразить в виде:

$$K_p = \frac{K_1}{K_2} (RT)^{-\Delta v}; \quad (\text{II. 59})$$

она определяет парциальные давления газов в газовой смеси, находящейся в химическом равновесии. В дальнейшем мы будем пользоваться только этой константой и поэтому значок p в обозначении константы будем опускать. Для рассмотренных выше реакций образования окиси азота и диссоциации углекислого газа константы равновесия запишутся в виде

$$K = \frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}} \quad \text{и} \quad K = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{CO}_2}}$$

или в общем виде для реакции (II. 47)

$$K = \frac{p_C^c p_D^d \dots}{p_A^a p_B^b \dots}. \quad (\text{II. 60})$$

Константа равновесия для смеси идеальных газов зависит только от температуры. Эта зависимость чрезвычайно сложна, и для констант равновесия газов — продуктов сгорания жидкостных ракетных двигателей — нельзя дать аналитического выражения, связывающего константу равновесия и температуру. Поэтому при расчетах используются таблицы значений констант равновесия при различных температурах.

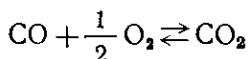
Константы равновесия основных реакций, протекающих в камере двигателя, приведены в приложениях 1 и 2.

Кроме приведенных таблиц, при практической работе могут встретиться и таблицы с другими значениями тех же констант равновесия. Это происходит вследствие того, что при вычислении констант равновесия необходимо знать многие величины, характеризующие молекулы, а главное, величину изменения энергии при протекании реакции. Для многих газов эти величины все время уточняются, в связи с чем изменяются и значения констант равновесия.

При пользовании таблицами констант равновесия следует обращать внимание на то, в каком виде записана реакция, для которой дается значение константы.

Иногда константы записываются не как константы реакций диссоциации, а как константы реакций сгорания.

Например, реакция (II. 48) может быть записана в виде



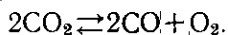
и значение константы будет

$$K' = \frac{P_{\text{CO}_2}}{P_{\text{CO}} P_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}},$$

т. е. она является обратной величиной константы K_1 , приведенной в приложении 2.

Кроме того, иногда химические уравнения пишутся так, чтобы избежать дробных коэффициентов.

Например, реакцию (II. 48) можно записать



Для реакции, записанной в таком виде,

$$K'' = \frac{P_{\text{CO}}^2 P_{\text{O}_2}}{P_{\text{CO}_2}^2},$$

т. е. $K'' = K_1^2$.

Влияние температуры и давления на состав продуктов сгорания

Если нет каких-либо препятствий для протекания химической реакции, состав продуктов сгорания полностью определяется температурой, общим давлением, при котором находится газовая

смесь, а также весовыми долями химических элементов, входящих в соединения, составляющие продукты сгорания.

Состав продуктов сгорания данного топлива (при данных весовых долях химических элементов) определяется температурой и, в значительно меньшей степени, давлением.

При принятой форме записи реакций, когда прямая реакция является реакцией диссоциации, значение константы равновесия возрастает с увеличением температуры. Эта зависимость чрезвычайно резкая, степень диссоциации быстро возрастает с увеличением температуры и уменьшается при снижении ее.

При этом понижение температуры приводит к увеличению содержания в газовой смеси продуктов полного сгорания, т. е. выделение химической энергии и переход ее в тепловую совершаются в большей степени, чем при высоких температурах.

Меньшее влияние на состав продуктов сгорания имеет давление. С уменьшением общего давления газовой смеси продуктов сгорания ЖРД в них увеличивается относительное содержание продуктов неполного сгорания и вообще всех продуктов, образование которых сопровождается затратой тепла и увеличением химической энергии, т. е. степень диссоциации продуктов сгорания увеличивается. Повышение давления, наоборот, несколько подавляет диссоциацию.

Это правило, однако, не относится к таким газовым смесям, в которых протекает химическая реакция без изменения числа молей, т. е. когда $\Delta \nu = 0$. Примером такой реакции может служить реакция образования окиси азота (II. 49). В этом случае давление, при котором находится газовая смесь, вовсе не влияет на ее состав.

Если состав продуктов сгорания, а следовательно, и степень диссоциации их в точности соответствуют внешним условиям (температуре и давлению), то газовая система может пребывать сколько угодно долго в таком состоянии, т. е. находится в равновесии.

При протекании газовых процессов может быть и другой случай. Если в результате каких-либо причин химические реакции, необходимые для изменения состава смеси в соответствии с изменившимися температурой и давлением, будут заторможены, состав газовой смеси не будет соответствовать температуре и давлению, т. е. продукты сгорания не будут находиться в равновесном состоянии. После устранения причин, затормозивших необходимые реакции (или, если они протекают медленно, — по истечении некоторого времени), газовая смесь придет в равновесное состояние.

В дальнейшем мы будем рассматривать только один процесс, наиболее существенный для изучения ЖРД, а именно процесс адиабатического (без обмена теплом с окружающей средой) расширения химически активной газовой смеси продуктов сгорания.

В процессе адиабатического расширения такой газовой смеси уменьшается давление и температура ее, следовательно, должен изменяться и состав газов.

В соответствии со сказанным выше (учитывая преобладающее значение температуры) при равновесном расширении должна уменьшаться степень диссоциации газа и по ходу расширения в сопле будут протекать реакции, обратные реакциям диссоциации, — реакции соединения ранее диссоциированных атомов и молекул. Такое явление носит название *рекомбинации* продуктов сгорания. В процессе рекомбинации дополнительно образуются продукты полного сгорания и выделяется химическая энергия. Эта энергия переходит в тепловую энергию газа, хотя подвод тепла к нему извне может отсутствовать.

§ 13. РАВНОВЕСНОЕ И НЕРАВНОВЕСНОЕ РАСШИРЕНИЕ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Равновесное расширение

Равновесным расширением химически активной газовой смеси называется такой процесс расширения, когда при протекании процесса в каждый данный момент времени состав газовой смеси будет определяться условиями химического равновесия. Это означает, что при изменении температуры и давления соответственно по условиям равновесия будет меняться состав газовой смеси.

Если процесс расширения будет протекать равновесно, то адиабатический процесс расширения будет протекать термодинамически обратимо. Следовательно, энтропия газовой смеси будет оставаться постоянной, поэтому такой процесс мы будем называть *изоэнтропическим*.

Показатель изоэнтропы такого процесса определяется аналогично адиабатическому процессу расширения смеси постоянного состава отношением теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме. Однако в данном случае при определении теплоемкостей химическая энергия газовой смеси должна быть включена во внутреннюю энергию и теплосодержание ее. Вследствие этого указанные выше теплоемкости, которые обозначим через c_p' и c_v' , должны учитывать полное изменение энергии газовой смеси, включая и изменение химической энергии в зависимости от изменения температуры.

Эти теплоемкости c_p' и c_v' отличаются от обычных теплоемкостей c_p и c_v , которые определяются изменением только тепловой составляющей внутренней энергии системы. Поэтому

$$c_p' = \frac{\Delta I_{\text{п}}}{\Delta T} \quad \text{и} \quad c_v' = \frac{\Delta U_{\text{п}}}{\Delta T}, \quad (\text{II. 61})$$

где $\Delta I_{\text{п}}$ и $\Delta U_{\text{п}}$ — изменение полного теплосодержания и внутренней энергии, соответствующих интервалу температуры ΔT ,

или

$$c_p' = \frac{\Delta I + \Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T} = c_p + \frac{\Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T} \quad (\text{II. 62})$$

$$c'_v = \frac{\Delta U + \Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T} = c_v + \frac{\Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T}. \quad (\text{II. 63})$$

Ввиду относительно малого влияния давления на равновесный состав величину $\Delta U_{\text{хим}}$ в выражениях (II. 62) и (II. 63) можно считать одинаковой. Отношение $\frac{c'_p}{c'_v}$, определяющее величину показателя изэнтропы $n_{\text{из}}$, составят

$$n_{\text{из}} = \frac{c_p + \frac{\Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T}}{c_v + \frac{\Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T}} = 1 + \frac{AR}{c_v + \frac{\Delta U_{\text{хим}}}{\Delta T}}. \quad (\text{II. 64})$$

Сравнивая полученное выражение (II. 64) с показателем адиабатического процесса в газах постоянного состава

$$k = 1 + \frac{AR}{c_v},$$

можно установить следующее.

Показатель изэнтропического процесса всегда меньше показателя адиабаты продуктов сгорания при неизменном их составе. Это естественно, так как процесс равновесного расширения реагирующих продуктов сгорания сопровождается превращением химической энергии в тепловую, что эквивалентно подводу тепла к газу постоянного состава.

Адиабатический процесс с показателем адиабаты k есть частный случай изэнтропического процесса в химически инертном газе.

При определении $n_{\text{из}}$ для расчета процесса равновесного расширения необходимо знать изменение состава продуктов сгорания в соответствующих условиях, т. е. расчет изэнтропического истечения должен вестись с учетом изменения состава газа при процессе расширения. Конкретные способы расчета показателя изэнтропы расширения будут указаны в гл. VI, посвященной тепловому расчету жидкостного ракетного двигателя.

Так же как и для инертного газа, в случае термодинамического процесса в химически активной газовой смеси можно записать:

$$c'_p = \frac{n_{\text{из}}}{n_{\text{из}} - 1} AR \quad \text{и} \quad c'_v = \frac{1}{n_{\text{из}} - 1} AR. \quad (\text{II. 65})$$

В процессе изэнтропического расширения будет происходить изменение полигого теплосодержания газа. Оно может быть определено по уравнению

$$\Delta I_{\text{п}} = c'_p \Delta T = c'_p (T_2 - T_1).$$

Учитывая далее, что

$$\left. \begin{aligned} -\Delta I_p &= c'_p(T_1 - T_2) \\ T_2 &= T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}} \end{aligned} \right\} \quad (II. 66)$$

а также первое из соотношений (II. 65), получим

$$I_1 - I_2 = -\Delta I_p = \frac{n_{из}}{n_{из} - 1} ART_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}} \right]. \quad (II. 67)$$

В дальнейшем знак минус мы будем опускать.

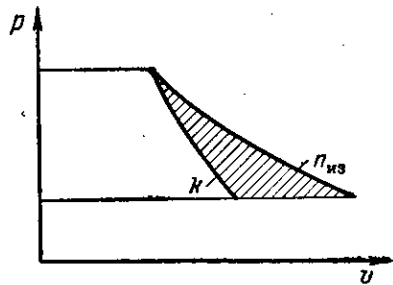
Равновесное расширение химически активной смеси продуктов сгорания является наиболее выгодным процессом, сопровождающимся максимальным выделением полезной работы расширения, так как в эту работу переходит часть химической энергии, превращающейся в тепловую вследствие рекомбинации продуктов сгорания.

Неравновесное расширение

Если по какой-либо причине протекание химических реакций рекомбинации, необходимых для установления равновесия в процессе расширения, затормозится и состав газа не будет успевать изменяться в соответствии с T и p , то процесс расширения пойдет не через равновесные состояния. Такой процесс будет необратимым и количество выделенной работы при нем будет меньше.

В частности, если при расширении газовой смеси состав ее не меняется вообще, хотя в соответствии с условиями равновесия он должен был изменяться, то такой процесс расширения называется *химически предельно неравновесным расширением*.

Применительно к ЖРД это означало бы, что реакции рекомбинации в сопле не происходят и по соплу течет газ постоянного состава такого же, как в камере сгорания. Показатель этого процесса, как и показатель адиабатического процесса, протекающего в инертном газе, будет определяться показателем адиабаты k , вычисленным по составу продуктов в камере. Так как $k > n_{из}$, то работа расширения в



Фиг. 37. Равновесное и неравновесное расширение продуктов сгорания.

том же интервале давлений будет меньше, чем при изоэнтропическом истечении (фиг. 37).

Продукты сгорания, уходящие из двигателя, в этом случае уносят с собой запас химической энергии, которая содержится в смеси газов, имеющей излишне высокое содержание продуктов диссоциации. Выделение этой энергии возможно уже после окончания процесса расширения в двигателе, но для создания полезной работы расширения в двигателе оно является бесполезным.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. Какими величинами характеризуется состояние газа? Какова размерность этих величин?
2. Напишите математическое выражение первого закона термодинамики, объяснив смысл его.
3. Что понимается под тепловой внутренней энергией газа?
4. Какие движения возможны для одноатомной молекулы и для двухатомной?
5. Что такое насыщение степени свободы?
6. Чем определяется зависимость теплоемкости от температуры?
7. Что такое теплосодержание газа?
8. Чем определяются внутренняя энергия и теплосодержание газа?
9. Что называется химической энергией газа?
10. Что такое полное теплосодержание?
11. Напишите общее уравнение политропического процесса.
12. Как преобразуется тепло в работу при изотермическом расширении?
13. Дайте определение адиабатического процесса.
14. Чему равна работа адиабатического процесса?
15. Какова простейшая формулировка второго закона термодинамики?
16. Как изменяется энтропия системы при передаче тепла от одного тела к другому?
17. Объясните величины, входящие в формулу (II-46) для вычисления энтропии смеси.
18. Что такое диссоциация продуктов сгорания?
19. Что такое обратимость химических реакций?
20. Почему в газовой смеси становится возможным протекание реакций диссоциации?
21. Как устанавливается равновесный состав газовой смеси?
22. Что определяет константа равновесия?
23. Напишите константу равновесия, выраженную через парциальные давления, для реакции диссоциации молекулярного водорода на атомарный.
24. Как протекает процесс равновесного расширения химически активной газовой смеси?
25. В каком отношении между собой находятся показатель изоэнтропы $\kappa_{из}$ и показатель адиабаты k ?
26. Как протекает процесс химически предельно-неравновесного расширения?
27. В чем состоят потери химически предельно-неравновесного расширения по сравнению с равновесным?

Глава III

НЕОБХОДИМЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ¹

§ 14. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА

При рассмотрении основных законов движения газа мы будем применять те же допущения, которые были использованы ранее при выводе уравнения силы тяги: движение газа считается установившимся и одномерным. Кроме того, в данном разделе мы не будем учитывать влияния на течение газа вязкости и соответствующих ей сил трения.

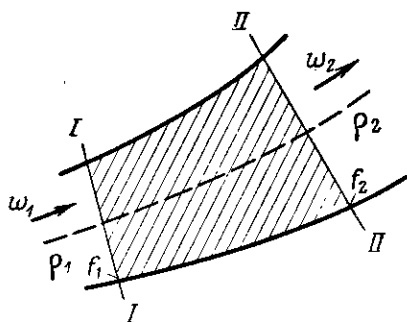
Уравнение сохранения массы

Рассмотрим движение газа по каналу переменной площади между сечениями *I* и *II*, расположенными перпендикулярно оси потока (фиг. 38). В условиях стационарного течения газа параметры его в любой точке объема между сечениями *I* и *II* с течением времени остаются неизменными, а следовательно, и масса газа, заключенная между этими сечениями, в любой момент времени неизменна.

При движении газа по каналу такое положение может быть только в случае, если масса газа m_1 , вытекающая в единицу времени через сечение *I*, будет равна массе газа m_2 , вытекающей через сечение *II*, т. е.

$$m_1 = m_2.$$

Так как сечения *I* и *II* были выбраны совершенно произвольно, то такие равенства можно отнести к любому сечению рассматриваемого потока, а следовательно, массовый секундный расход газа через любое сечение потока \dot{m} остается постоянным

$$m = \text{const.}$$


Фиг. 38. К выводу уравнения сохранения массы.

¹ В этой главе, так же как и в гл. II, излагается только тот материал, который необходим в дальнейшем при расчете ЖРД.

Массовый расход газа при одномерном течении в сечении, перпендикулярном направлению скорости потока, выразится как $m = \rho f w$, следовательно, для потока

$$\rho f w = \text{const}, \quad (\text{III. 1})$$

т. е. *массовый секундный расход газа в любом сечении канала остается постоянным.*

Это уравнение часто называют также уравнением неразрывности.

Для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$, и уравнение сохранения массы упрощается и приводит к простому соотношению

$$f w = \text{const} \quad (\text{III. 2})$$

или

$$f = \frac{\text{const}}{w}.$$

Записанное в такой форме уравнение сохранения массы говорит, в частности, о том, что для увеличения скорости несжимаемой жидкости надо всегда уменьшать сечение потока, если расход сохраняется неизменным.

Уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли)

Для вывода уравнения сохранения энергии рассмотрим адиабатическое одномерное течение химически активного, реагирующего газа без трения о стенки. Поскольку вдоль всего потока отсутствует подвод или отвод тепла, то полная энергия потока E остается постоянной

$$E = \text{const}. \quad (\text{III. 3})$$

Полная энергия газового потока составляется в рассматриваемом случае из:

- внутренней тепловой энергии $c_v T$;
- химической энергии $U_{\text{хим}}$;
- кинетической энергии направленного движения газового потока $\frac{w^2}{2g}$;
- потенциальной энергии давления $p \cdot v$ (см. § 9).

Мы пренебрежем только потенциальной энергией веса, так как при течении газа влияние ее на общий запас энергии очень мало.

Подставляя в выражение (III. 3) составляющие полной энергии газового потока, измеренные в тепловых единицах, получим

$$c_v T + A p v + U_{\text{хим}} + A \frac{w^2}{2g} = E = \text{const}. \quad (\text{III. 4})$$

Это и есть уравнение сохранения энергии газового потока, которое называется *уравнением Бернулли.*

Упростим запись уравнения Бернулли. Сумма $c_p T + U_{\text{хим}} + A p_0$ представляет собой полное теплосодержание газовой смеси I_n ; следовательно, уравнение (III.4) может быть записано в виде

$$I_n + A \frac{w^2}{2g} = \text{const}, \quad (\text{III. 5})$$

т. е. при адиабатическом течении химически активного газа в любом сечении канала сумма полного теплосодержания и кинетической энергии газа остается постоянной.

Уравнение (III.5) используется для расчета скорости движения газа по соплу ЖРД.

Рассмотрим два сечения сопла: $I-I$ и текущее сечение и применим к ним уравнение Бернулли

$$I_{n1} + A \frac{w_1^2}{2g} = I_n + A \frac{w^2}{2g}, \quad (\text{III. 6})$$

откуда

$$\frac{A}{2g} (w^2 - w_1^2) = I_{n1} - I_n. \quad (\text{III. 7})$$

Уравнение (III.7) показывает, что прирост кинетической энергии потока между двумя сечениями канала равен падению полного теплосодержания газа между этими же сечениями.

Преобразуем уравнение (III.7) так, чтобы оно служило для вычисления скорости w :

$$w = \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} (I_{n1} - I_n)}. \quad (\text{III. 8})$$

При расчетах ЖРД начальным сечением газового потока является сечение входа продуктов сгорания в сопло, следовательно, скорость w_1 относительно мала. Поэтому величиной ее в формуле (III.8) можно пренебречь ($w_1=0$); обозначим далее разность теплосодержаний $I_{n1} - I_n$ через ΔI и приведем уравнение (III.8) к виду

$$w = \sqrt{\frac{2g}{A} \Delta I_n} \quad (\text{III. 9})$$

или, подставив значение постоянных g и A , получим

$$w = 91,5 \sqrt{\Delta I_n}. \quad (\text{III. 10})$$

Величину изменения полного теплосодержания ΔI_n можно определить, зная показатель изоэнтропы расширения $n_{\text{из}}$. Тогда в соответствии с формулой (II.67) падение полного теплосодержания при расширении газа от начального давления p_1 до текущего давления p равно

$$\Delta I_n = AR \frac{n_{\text{из}}}{n_{\text{из}} - 1} T_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n_{\text{из}} - 1}{n_{\text{из}}}} \right]. \quad (\text{III. 11})$$

Таким образом, при течении газа по соплу ЖРД на создание скорости потока и увеличение его кинетической энергии затрачивается не работа расширения процесса L , а работа L' (см. § 10).

Скорость потока, достигаемая при расширении газа от давления p_1 до давления p , может быть получена путем подстановки значения $\Delta I_{\text{из}}$ из формулы (III. 11) в формулу (III. 9)

$$w = \sqrt{2g \frac{n_{\text{из}}}{n_{\text{из}} - 1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n_{\text{из}} - 1}{n_{\text{из}}}} \right]}. \quad (\text{III. 12})$$

Уравнение (III. 12), как и все предыдущие, относится к течению химически активного реагирующего газа. Если происходит течение газа постоянного состава, то адиабатический процесс в нем характеризуется показателем адиабаты k и скорость истечения нужно вычислять по формуле

$$w = \sqrt{2g \frac{k}{k - 1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k - 1}{k}} \right]}. \quad (\text{III. 13})$$

Для нахождения скорости движения газа по формулам (III. 12) или (III. 13) надо знать температуру и состав продуктов сгорания на входе в сопло, показатель процесса ($n_{\text{из}}$ или k), а также задавать величину давления на входе в сопло и в том сечении, где определяется скорость.

§ 15. СКОРОСТЬ ЗВУКА В ГАЗЕ

Скорость звука

Уравнения, которые описывают газовый поток, в том числе и уравнение для определения скорости, получены нами без каких-либо ограничений относительно величины скорости движения газового потока. Однако опыт, а затем и теория показали, что свойства газового потока резко изменяются в зависимости от того, имеет ли газ большую или малую скорость. Гранницей между малыми и большими скоростями является *скорость звука в газе*. Свойства сверхзвукового потока (потока большой скорости) резко отличаются от свойств дозвукового потока (потока малой скорости).

Звук возникает в результате того, что звучащий предмет вызывает периодические, происходящие с определенной частотой малые изменения давления и плотности в окружающем его газе, т. е. вызывает возмущения, которые с определенной скоростью распространяются по газу. Следовательно, *скорость звука есть скорость распространения малых возмущений в газе*.

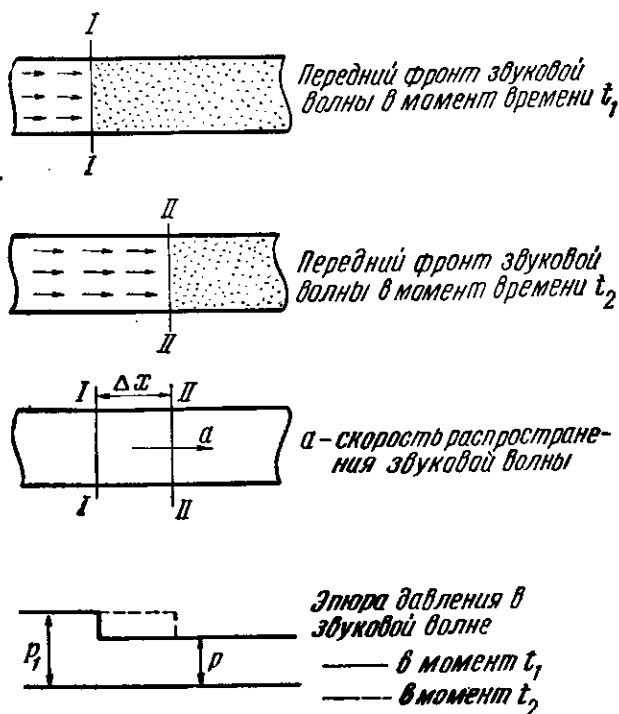
При техническом использовании понятия скорости звука наиболее существенным является то, что скорость звука является ско-

ростью распространения малых возмущений, возникающих в газе, независимо от того, воспринимаются ли эти возмущения как звук или нет.

Вывод формулы для вычисления скорости звука¹

Для определения величины скорости звука рассмотрим следующий пример.

Пусть в цилиндрической трубе заключена неподвижная масса газа с давлением p , плотностью ρ и температурой T (фиг. 39).



Фиг. 39. К выводу формулы скорости звука.

Соответствующим движением (толчком) поршня, находящегося в трубе, создадим небольшое повышение давления в прилегающем к нему слое газа до некоторого значения p_1 . Плотность при этом примет значение ρ_1 . Изменение давления $\Delta p = p_1 - p$ будем считать весьма малым по сравнению с начальным давлением p ; соответственно малым будет и изменение плотности $\Delta \rho = \rho_1 - \rho$.

Вследствие свойственной газу упругости местное повышение давления (и вместе с тем вызванное им местное уплотнение), стре-

¹ Вывод уравнения скорости звука взят из книги Я. И. Левинсона «Аэродинамика больших скоростей», Оборонгиз, 1950.

мясь сгладиться, будет распространяться вдоль трубы. Та часть газа, где проходит волна давления, приобретает скорость $\Delta\omega$ в том направлении, в котором частицы газа получили импульс (толчок) от движения поршня.

Пусть в какой-либо момент времени t_1 волиа повышенного давления достигла сечения трубы $I-I$, а в момент времени t_2 — сечения $II-II$.

Промежуток времени t_2-t_1 выберем настолько малым, чтобы расстояние между сечениями $I-I$ и $II-II$ не было больше ширины слоя сгущения. На фиг. 39 диаграмма распределения давления вдоль трубы в момент времени t_1 представлена сплошной линией, а ее изменение к моменту времени t_2 — пунктирной линией. Расстояние между сечениями $I-I$ и $II-II$ обозначим через Δx , а время, за которое волна прошла это расстояние, т. е. t_2-t_1 , через Δt . Очевидно, что скорость распространения волны давления (т. е. скорость звука) можно выразить как отношение пройденного волной пути Δx ко времени Δt , за которое этот путь был ею пройден. Обозначим скорость звука через a и запишем

$$a = \frac{\Delta x}{\Delta t}. \quad (\text{III. 14})$$

Составим уравнение для определения величины скорости звука.

Увеличение массы газа в объеме, заключенном между сечениями $I-I$ и $II-II$, есть результат притока в этот объем дополнительной массы газа вследствие приобретенной ею скорости $\Delta\omega$.

Подсчитаем увеличение массы газа в объеме между сечениями $I-I$ и $II-II$. Если обозначить площадь сечения трубы через f , то указанный объем выразится как $f\Delta x$ (площадь основания на высоту), а увеличение массы в нем — как $\Delta\rho f\Delta x$ (произведение объема на изменение плотности).

Подсчитаем теперь приток дополнительной массы газа в рассматриваемый объем за время Δt . За 1 сек. через сечение $I-I$ втекает масса $\rho_1 f\Delta\omega$; следовательно, за Δt (т. е. за то время, за которое произошло подсчитанное выше увеличение массы в данном объеме) — масса $\rho_1 f\Delta\omega\Delta t$.

Приравняв увеличение массы газа между сечениями $I-I$ и $II-II$, происшедшее за время Δt , дополнительному поступлению массы за это время через сечение $I-I$, найдем, что

$$\Delta\rho f\Delta x = \rho_1 f\Delta\omega\Delta t \quad (\text{III. 15})$$

или, разделив обе части равенства на $f\Delta t$,

$$\Delta\rho \frac{\Delta x}{\Delta t} = \rho_1 \Delta\omega.$$

Заменив здесь согласно предыдущему $\frac{\Delta x}{\Delta t}$ через скорость звука a , получим окончательно первое искомое уравнение

$$\Delta\rho a = \rho_1 \Delta\omega. \quad (\text{III. 16})$$

Второе уравнение, необходимое для исключения из уравнения неизвестной величины $\Delta\omega$, получим, применив закон Ньютона: сила равна массе, умноженной на ускорение. Сила, под действием которой частицы газа между сечениями I—I и II—II приходят в движение, есть умноженная на площадь f разность давлений Δp , т. е. $f\Delta p$. Скорость этих частиц возрастет за время Δt от нуля до $\Delta\omega$, поэтому среднее ускорение равно $\frac{\Delta\omega}{\Delta t}$. Масса, получающая ускорение, равна

$$\rho_{\text{ср}} f \Delta x.$$

Таким образом, закон Ньютона приводит нас к равенству

$$\rho_{\text{ср}} f \Delta x \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = f \Delta p \quad (\text{III. 17})$$

или, после деления на f и замены $\frac{\Delta x}{\Delta t}$ через a , к равенству

$$\rho_{\text{ср}} a \Delta\omega = \Delta p.$$

Так как ρ отличается от ρ_1 на малую величину $\Delta\rho$, то отличие $\rho_{\text{ср}}$ от ρ_1 будет того же порядка малости. Поэтому, заменив в написанном выше уравнении $\rho_{\text{ср}}$ через ρ_1 , мы допустим погрешность, не большую той, которая уже внесена прежними допущениями. Тогда второе искомого уравнение примет вид

$$\rho_1 a \Delta\omega = \Delta p. \quad (\text{III. 18})$$

Помножив уравнение (III. 18) на уравнение (III. 16), получим

$$a^2 = \frac{\Delta p}{\Delta\rho}.$$

Необходимая для вычисления скорости звука величина $\frac{\Delta p}{\Delta\rho}$ зависит от закона сжатия газа, т. е. от характера того термодинамического процесса, который в нем происходит. Если считать, что сжатие газа в звуковой волне происходит изотермически, то по уравнению изотермического процесса должно соблюдаться равенство

$$\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p}{\rho}. \quad (\text{III. 19})$$

Но $p_1 = p + \Delta p$ и $\rho_1 = \rho + \Delta\rho$, поэтому предыдущее соотношение можно переписать в виде

$$\frac{p + \Delta p}{\rho + \Delta\rho} = \frac{p}{\rho}$$

или в виде

$$\frac{p}{\rho} \frac{1 + \frac{\Delta p}{p}}{1 + \frac{\Delta\rho}{\rho}} = \frac{p}{\rho}. \quad (\text{III. 20})$$

Сократив обе части равенства на $\frac{p}{\rho}$, получим.

$$\frac{1 + \frac{\Delta p}{p}}{1 + \frac{\Delta \rho}{\rho}} = 1, \text{ или } \frac{\Delta p}{p} = \frac{\Delta \rho}{\rho},$$

откуда

$$\frac{\Delta p}{\Delta \rho} = \frac{p}{\rho}. \quad (\text{III. 21})$$

Итак, при изотермическом законе сжатия в звуковой волне мы получаем

$$a^2 = \frac{p}{\rho}, \quad (\text{III. 22})$$

или

$$a = \sqrt{\frac{p}{\rho}}. \quad (\text{III. 23})$$

Эта формула была получена в 1687 г. Ньютоном. Вскоре, однако, опытами было установлено, что эта теоретическая формула Ньютона дает при нормальных атмосферных условиях примерно процентов на двадцать заниженные значения скорости звука. Объяснить это расхождение удалось в 1810 г. Лапласу. Он предположил, что звуковые колебания распространяются в газе не по изотермическому, а по адиабатическому закону. Дело в том, что изотермическими могут быть только очень медленные колебания, при которых успевает происходить выравнивание температур в областях сжатия и разрежения до температуры в невозмущенном газе. Поэтому формула Ньютона может применяться только к таким звуковым волнам, частота которых близка к нулю. При быстрых колебаниях (с большими значениями частоты) заметный теплообмен не успевает произойти и адиабатический закон дает лучшее соответствие с опытом. Прямые измерения блестяще подтвердили предположения Лапласа.

Вычислим $\frac{\Delta p}{\Delta \rho}$, следуя Лапласу. При адиабатическом процессе должно соблюдаться равенство

$$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p}{\rho^k} \quad (\text{III. 24})$$

или

$$\frac{p + \Delta p}{(\rho + \Delta \rho)^k} = \frac{p}{\rho^k}.$$

Этому выражению можно еще придать вид

$$\frac{p}{\rho^k} = \frac{1 + \frac{\Delta p}{p}}{\left(1 + \frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^k} \frac{p}{\rho^k}$$

или

$$1 + \frac{\Delta p}{p} = \left(1 + \frac{\Delta p}{p}\right)^k. \quad (\text{III. 25})$$

Разложив правую часть равенства в ряд, получим

$$\left(1 + \frac{\Delta p}{p}\right)^k = 1 + k \frac{\Delta p}{p} + \frac{k(k-1)}{1 \cdot 2} \left(\frac{\Delta p}{p}\right)^2 + \dots \quad (\text{III. 26})$$

Изменение плотности в звуковой волне Δp чрезвычайно мало по сравнению с начальной плотностью p . Даже при весьма сильных звуках отношение $\frac{\Delta p}{p}$ имеет величину порядка 0,004. Поэтому мы не совершим большой погрешности, удержав в разложении только первые два члена — единицу и $k \frac{\Delta p}{p}$ (в случае бесконечно малых колебаний эта погрешность в точности равна нулю).

Итак, отбросив (ввиду их малости) все члены ряда начиная с члена, содержащего квадрат величины $\frac{\Delta p}{p}$, найдем, что

$$1 + \frac{\Delta p}{p} = 1 + k \frac{\Delta p}{p}$$

или

$$\frac{\Delta p}{\Delta p} = k \frac{p}{p}. \quad (\text{III. 27})$$

Следовательно, при адиабатическом процессе распространения звука

$$a^2 = k \frac{p}{\rho},$$

или

$$a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}. \quad (\text{III. 28})$$

Эта формула Лапласа дает значения скорости звука при нормальных атмосферных условиях (760 мм рт. ст. и 15° С), на 18,5% большие, чем формула Ньютона, и, как уже указывалось, хорошо подтверждается прямыми измерениями.

Скорость звука в реагирующем газе

Распространим теперь полученные результаты о величине скорости звука на случай химически активной газовой смеси. Как известно, в такой смеси связь между давлением и плотностью определяется зависимостью

$$\frac{p}{\rho^{n_{\text{из}}}} = \text{const} \quad \text{или} \quad \frac{p_1}{\rho_1^{n_{\text{из}}}} = \frac{p}{\rho^{n_{\text{из}}}}. \quad (\text{III. 29})$$

Следовательно, скорость звука в реагирующей смеси газов в соответствии с (III. 28) составит

$$a^2 = n_{из} \frac{p}{\rho}. \quad (\text{III. 30})$$

Данная величина скорости звука будет иметь место только до тех пор, пока химические реакции, приводящие к изменению состава смеси и переходу химической энергии в тепловую (или обратнo), будут протекать настолько быстро, что они успеют полностью произойти за тот короткий период, когда через газ проходит возмущение, а следовательно, процесс в звуковой волне определяется показателем изоэнтропы $n_{из}$.

Если по какой-либо причине скорость химических реакций замедлится и газ не будет совсем менять своего состава при изменении давления и температуры в звуковой волне, то процесс в газе будет определяться показателем адиабаты k и скорость звука в такой газовой смеси должна вычисляться по формуле (III. 28)

$$a^2 = k \frac{p}{\rho}.$$

Зависимость скорости звука от температуры

Формулу (III. 30) удобнее представить в другом виде. Воспользовавшись уравнением состояния $\frac{p}{\rho} = gRT$, получим

$$a^2 = n_{из} gRT,$$

или

$$a = \sqrt{n_{из} gRT}, \quad (\text{III. 31})$$

а для адиабатического процесса с показателем адиабаты k

$$a = \sqrt{kgRT}. \quad (\text{III. 32})$$

Как видно из этих формул, скорость звука зависит от температуры газовой смеси, ее состава и показателя изоэнтропы или адиабаты.

Для данной смеси, независимо от изменения ее состава, с небольшой ошибкой мы можем считать постоянными величины R и $n_{из}$.

Тогда скорость звука будет зависеть только от температуры и возрастать с ее увеличением.

Скорость звука в камере сгорания ЖРД достигает очень больших значений. Так, при $n_{из} = 1,18$; $R = 30 \text{ кгм/кг } ^\circ\text{C}$ и $T = 3000^\circ \text{ абс.}$ (эти данные примерно соответствуют составу и температуре продуктов сгорания топлива азотная кислота + керосин) скорость звука составит

$$a = \sqrt{1,18 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 3000} = 1020 \text{ м/сек.}$$

Скорость звука в движущемся газе

Квадрат скорости звука в реагирующем газе определяется по формуле (III. 31)

$$a^2 = n_{из} g R T.$$

С другой стороны, величина полного теплосодержания реагирующей газовой смеси равна

$$I_n = c'_p T = \frac{n_{из}}{n_{из} - 1} A R T.$$

Сравнивая эти две формулы, мы получим связь между a^2 и I_n

$$I_n = \frac{a^2}{n_{из} - 1} \frac{A}{g}. \quad (\text{III. 33})$$

Таким образом, квадрат скорости звука в газовой смеси является мерой полного теплосодержания его.

Для газа постоянного состава соответственно:

$$I = \frac{a^2}{k - 1} \frac{A}{g}. \quad (\text{III. 34})$$

Воспользовавшись уравнением (III. 33), можно преобразовать уравнение Бернулли (III. 5), выразив в нем полное теплосодержание по формуле (III. 33). Сделав эту подстановку, получим:

$$\frac{A w^2}{2g} + \frac{a^2}{n_{из} - 1} \frac{A}{g} = \text{const} \quad (\text{III. 35})$$

или, сократив на величину $\frac{A}{g}$,

$$\frac{w^2}{2} + \frac{a^2}{n_{из} - 1} = \text{const}. \quad (\text{III. 36})$$

Выразим величину постоянной в уравнении (III. 36) через величину скорости звука в неподвижном газе a_0 , т. е. тогда, когда $w = 0$, получим

$$\text{const} = \frac{a_0^2}{n_{из} - 1}. \quad (\text{III. 37})$$

Подставив это выражение в формулу (III. 36), будем иметь

$$\frac{w^2}{2} + \frac{a^2}{n_{из} - 1} = \frac{a_0^2}{n_{из} - 1}. \quad (\text{III. 38})$$

Так как величина a_0 для газа данных начальных условий постоянна и не зависит от изменения скорости потока, то из рассмотрения (III. 38) мы видим, что с увеличением w при адиабатическом течении газа скорость звука падает.

При других процессах истечения изменение скорости звука может быть определено по уравнениям (III. 31), (III. 32); оно будет зависеть от характера изменения температуры газа T .

Максимальная скорость газа

Если процесс расширения газа можно было бы вести до абсолютного давления в газовом потоке, равного нулю, то в соответствии с формулой (II.30) температура газа также стала бы равной нулю, а следовательно, и полное теплосодержание газа было бы равно нулю.

Это состояние газового потока характеризовалось бы полным переходом всего полного теплосодержания газа в кинетическую энергию. Очевидно, что получаемая при таком расширении газа скорость является максимально возможной для данного начального состояния газа.

В соответствии с этим перепад теплосодержаний $\Delta I_n = I_{n1} - I_{n2}$ в формуле (III.9), пошедший на увеличение скорости, при условиях нашей задачи ($I_{n2} = 0$) будет равен

$$\Delta I_n = I_{n1} = I_{n0},$$

где $I_{n1} = I_{n0}$ — теплосодержание неподвижного газа.

Величина максимальной скорости w_{\max} газа определится по формуле

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2g}{A} I_{n0}}. \quad (\text{III. 39})$$

Величина максимальной скорости газа может быть подсчитана также по формуле (III.38).

Действительно, если температура газа станет равной нулю, то и скорость звука в нем, очевидно, также будет равна нулю, т. е. $a = 0$.

Следовательно

$$\frac{w_{\max}^2}{2} = \frac{a_0^2}{n_{\text{из}} - 1},$$

или

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2}{n_{\text{из}} - 1}} a_0. \quad (\text{III. 40})$$

В случае истечения газа из ЖРД с параметрами, указанными в предыдущем примере, максимальная скорость истечения, которую мы могли бы получить, составит

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2}{1,18 - 1}} 1020 = 3410 \text{ м/сек.}$$

При течении газа постоянного состава показатель процесса становится равным k и максимальную скорость необходимо вычислять по формуле

$$w_{\max} = \sqrt{\frac{2}{k - 1}} a_0. \quad (\text{III. 41})$$

§ 16. КРИТИЧЕСКАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА И ОСОБЫЕ СВОЙСТВА СВЕРХЗВУКОВОГО ПОТОКА

Критическая скорость

Разрешив уравнение (III.38) относительно величины скорости звука a , получим математическую связь между скоростью звука и скоростью течения газа

$$a^2 = a_0^2 - \frac{n_{\text{из}} - 1}{2} \omega^2. \quad (\text{III. 42})$$

Воспользуемся формулой (III.42) для того, чтобы установить пределы изменения скорости звука в движущемся газе. Если положить $\omega = 0$ (неподвижный газ), то скорость звука будет равна a_0 . В том случае, когда скорость газа достигнет максимальной величины ω_{max} , скорость звука будет равна нулю.

Таким образом, при увеличении скорости газа от нуля до максимальной ω_{max} скорость звука уменьшается от максимального значения a_0 до нуля.

Изменение скорости звука в зависимости от скорости газа приведено на фиг. 40.

При таком характере изменения скоростей газа и звука возможен случай, когда скорость движения газа в каком-то сечении потока будет равна местной скорости звука. Такое состояние потока называется *критическим*.

Следовательно, *критической скоростью* называется скорость движения газа, равная местной скорости звука в данной точке. Она обозначается $\omega_{\text{кр}}$. Сечение сопла, в котором скорость газа равна местной скорости звука, называется *критическим сечением*.

Таким образом, в критическом сечении

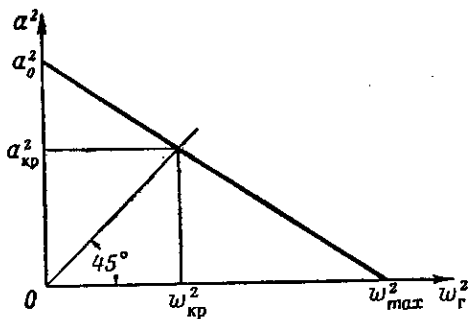
$$\omega_{\text{кр}} = a_{\text{кр}}.$$

Подставляя значение критической скорости в уравнение (III.38), получим

$$\frac{\omega_{\text{кр}}^2}{2} + \frac{\omega_{\text{кр}}^2}{n_{\text{из}} - 1} = \frac{a_0^2}{n_{\text{из}} - 1}, \quad (\text{III. 43})$$

откуда величина критической скорости будет равна

$$\omega_{\text{кр}}^2 = \frac{2}{n_{\text{из}} + 1} a_0^2,$$



Фиг. 40. Изменение скорости звука в зависимости от скорости движения газа.

a_0 —скорость звука; $a_{\text{кр}}$ —скорость звука в неподвижном газе; $a_{\text{кр}} = \omega_{\text{кр}}$ —критическая скорость; ω —скорость движения газа; ω_{max} —максимальная скорость движения газа.

или

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2}{n_{из} + 1}} a_0. \quad (\text{III. 44})$$

Критическая скорость определяется только начальным состоянием газа, что становится совершенно ясно, если подставить в формулу (III. 44) значение скорости звука a_0

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2n_{из}}{n_{из} + 1}} gRT_0. \quad (\text{III. 45})$$

Величина критической скорости несколько меньше скорости звука в неподвижном газе. В нашем примере величина критической скорости составит

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2}{1,18 + 1}} 1020 = 980 \text{ м/сек.}$$

Для химически инертного газа величина $\omega_{кр}$ составит

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2}{k + 1}} a_0 = \sqrt{\frac{2k}{k + 1}} gRT_0. \quad (\text{III. 46})$$

Число М

Критическая скорость звука зависит от температуры неподвижного газа и изменяет свою величину в широких пределах при течении газов различного начального состояния. Она мала для холодных газов и достигает большой величины для нагретых. Поэтому одна и та же абсолютная скорость движения газа может быть дозвуковой в горячем газе и сверхзвуковой в холодном.

Величина критической скорости зависит также и от состава газа; она связана с составом величинами газовой постоянной R и показателя n . Поэтому в газах различных составов, находящихся при одинаковой температуре, одна и та же скорость может быть дозвуковой и сверхзвуковой.

По этой причине скорость газового потока правильнее характеризовать не абсолютным значением скорости его, а отношением скорости потока ω к скорости звука в данной точке a . Это отношение называется числом М.

$$M = \frac{\omega}{a}. \quad (\text{III. 47})$$

По величине числа М можно сделать заключение о гидродинамических свойствах газового потока. Так, при малых числах М можно пренебрегать сжимаемостью газа и считать, что газ имеет постоянную плотность.

При числе М, близком к единице, пренебрегать сжимаемостью газа уже нельзя.

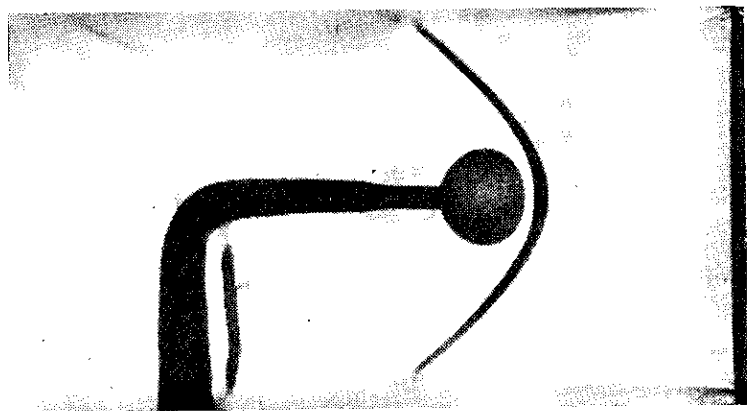
Газовый поток, для которого число M равно единице, отличается тем, что скорость движения его равна скорости звука, т. е. имеет критическую скорость.

При $M > 1$ скорость газа больше скорости звука в газе в данной точке.

Понятие о скачках уплотнения

Переход скорости газа через скорость звука и достижение чисел $M \geq 1$ приводит к резкому качественному изменению газового потока.

Это изменение состоит в том, что малые возмущения, вызываемые, например, каким-либо предметом, расположенным в потоке,



Фиг. 41. Фотография скачка уплотнения, возникающего при обтекании шара сверхзвуковым потоком ($M=2$).

распространяются по газу только со скоростью звука и не могут повлиять на сверхзвуковое течение газа вперед возмущающего предмета.

Следовательно, сверхзвуковой поток делает нечувствительными к внешним изменениям все участки потока, расположенные до препятствия. Если поставить какой-либо предмет в дозвуковом потоке, то этот поток постепенно, не доходя до препятствия, изменит свое течение. Изменение течения произойдет за счет возмущений, распространяющихся от предмета навстречу потоку со скоростью звука.

Установка препятствия в сверхзвуковом потоке не приведет к изменению потока перед предметом. Сверхзвуковой поток становится «слепым», нечувствительным к внешнему воздействию на него.

В то же время и при сверхзвуковом потоке в непосредственной близости от препятствия невозможно прежнее невозмущенное течение газа, следовательно параметры его должны резко изменяться. Это изменение произойдет потому, что вблизи препятствия его возмущающее действие на поток будет большим, волна сильных

возмущений будет распространяться с большими скоростями: большими, чем скорость звука, но убывающими по мере удаления от препятствия.

Эта волна остановится в том сечении, где ее скорость еще останется сверхзвуковой, но уже сравняется со скоростью набегающего потока. Следовательно, в этом случае произойдет не плавное изменение параметров потока, а внезапное, скачкообразное. И действительно, в сверхзвуковом потоке имеют место при торможении потока так называемые скачки уплотнения, характеризующиеся внезапным изменением скорости, давления и температуры газа.

Скачки уплотнения наблюдаются при движении газа со сверхзвуковой скоростью и при вытекании газов из сверхзвуковых сопел.

Фотография скачка уплотнения приведена на фиг. 41.

Температура торможения

Если газ, получивший в результате адиабатического процесса расширения некоторую скорость, вновь адиабатически затормозит, то соответствующая часть полной энергии газа, составившая кинетическую энергию его, снова превратится во внутреннюю тепловую и химическую энергию газа, а также в энергию давления. Полное теплосодержание и температура адиабатически заторможенного потока газа, которая называется температурой торможения, будут равны начальному полному теплосодержанию газа и начальной температуре его. Таким образом, в любом сечении адиабатического потока температура торможения будет одной и той же. Например, при адиабатическом расширении продуктов сгорания в сопле ЖРД температура торможения будет равна температуре газов в камере сгорания и состав продуктов сгорания заторможенного газа будет одинаков с составом продуктов сгорания в камере.

§ 17. ЭЛЕМЕНТАРНАЯ ТЕОРИЯ СВЕРХЗВУКОВОГО СОПЛА

Форма сверхзвукового сопла

При ускорении газового потока вследствие расширения газа возможен переход скорости потока через скорость звука. Сопло, обеспечивающее получение сверхзвукового потока, называется *сверхзвуковым соплом*, или *соплом Лавалья*.

Если для ускорения потока сжимаемой жидкости в соответствии с формулой (III. 2) необходимо все время уменьшать поперечное сечение потока, то в случае ускорения потока сжимаемой жидкости сопло получает более сложную форму.

Для нахождения формы сверхзвукового сопла произведем исследование уравнения закона сохранения массы (III. 1), записав его для 1 кг газа в виде

$$\rho \omega f_{уд} = \frac{1}{g}, \quad (\text{III. 48})$$

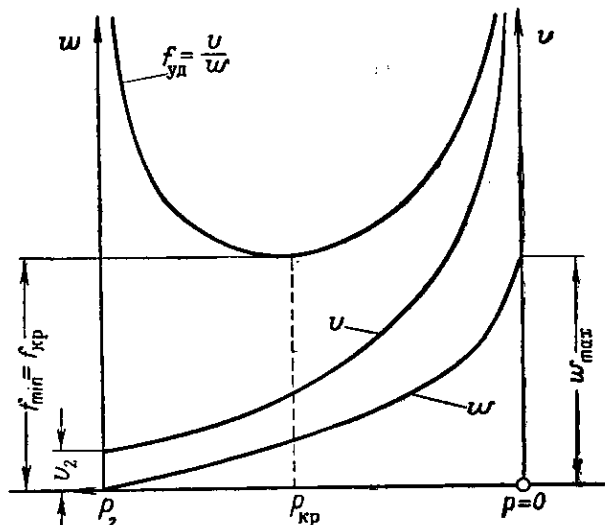
где $f_{уд}$ — проходное сечение сопла, проходящееся на 1 кг газа.

Используя также соотношение $\rho v g = 1$, получим

$$f_{уд} = \frac{v}{w}. \quad (\text{III. 49})$$

В сопле происходит процесс расширения, при котором изменяется как удельный объем v , так и скорость газа.

Наиболее удобным параметром для расчета скорости и удельного объема является давление p . При этом с уменьшением p скорость газа увеличивается, а температура и скорость звука уменьшаются; следовательно, при изменении p в необходимых пределах скорость газа может стать выше критической (сверхзвуковой).



Фиг. 42. К определению формы сверхзвукового сопла.

Для анализа изменения форм сверхзвукового сопла рассмотрим изменение удельного объема и скорости в зависимости от отношения текущего давления p к начальному давлению на входе в сопло, которое обозначим через p_2 . Выпишем соответствующие формулы

$$v = v_2 \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{n_{из}}}$$

и

$$w = \sqrt{2g \frac{n_{из}}{n_{из}-1} RT_2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}} \right]} \quad (\text{III. 50})$$

и построим зависимость v и w от текущего давления p (фиг. 42).

Удельный объем v будет изменяться от начального удельного объема v_2 при давлении p_2 до удельного объема $v \rightarrow \infty$ при давлении $p \rightarrow 0$.

Скорость движения газа меняется от нуля при давлении p_2 (нет расширения) до величины w_{\max} при $p \rightarrow 0$, так как в последнем случае и $T \rightarrow 0$.

Теперь нетрудно установить зависимость $f_{уд}$ от давления p , а следовательно, и от скорости w .

$$\text{При } p = p_2, \text{ т. е. } \frac{p}{p_2} = 1$$

$$v = v_2, \text{ а } w = 0,$$

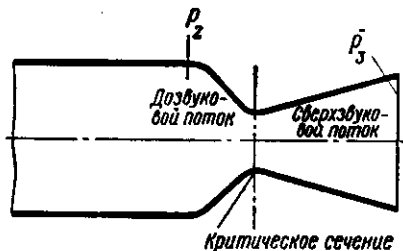
поэтому в соответствии с (III. 49)

$$f_{уд} = \frac{v}{w} \rightarrow \infty.$$

При $p \rightarrow 0$, т. е. $\frac{p}{p_2} \rightarrow 0$ удельный объем стремится к бесконечности, а скорость газа — к конечной величине w_{\max} , поэтому опять $f_{уд} \rightarrow \infty$.

При промежуточных значениях давления p , лежащих между $p=0$ и $p=p_2$, величина удельного проходного сечения сопла $f_{уд}$ имеет конечную величину и изменяется, как показано на графике

фиг. 42 (кривая $f_{уд} = \frac{v}{w}$).



Фиг. 43. Форма сверхзвукового сопла.

При давлении, равном $p_{кр}$, мы имеем наименьшее значение необходимого проходного сечения $f_{уд}$. Это сечение называется «узким» или «критическим» сечением сопла.

Если определить величину скорости звука в критическом сечении сопла и скорость движения газа в нем, то окажется, что эти скорости равны. Это означает, что в минимальном сечении сопла устанавливается критическая или местная звуковая скорость газа. Таким образом, для увеличения скорости дозвукового газового потока необходимо уменьшить проходное сечение сопла, а для увеличения скорости сверхзвукового потока необходимо увеличивать проходное сечение сопла. Это является следствием того, что в дозвуковом потоке скорость увеличивается быстрее возрастания удельного объема газа, а в сверхзвуковом потоке, наоборот, скорость газа увеличивается значительно медленнее, чем возрастает удельный объем его.

Поэтому сверхзвуковое сопло (сопло Лаваля) всегда имеет суживающуюся (докритическую) и расширяющуюся (закритическую) части. Форма такого сопла показана на фиг. 43.

Критический перепад давления

Так как в минимальном сечении сопла устанавливается критическая скорость, то это сечение называется *критическим сечением*,

а перепад давлений, при котором достигается критическая скорость, называется *критическим перепадом*

$$\delta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_2}$$

В термодинамике этот перепад часто обозначается буквой $\beta_{кр}$.

Для определения численного значения критического перепада определим критическую скорость $w_{кр}$ и скорость звука в критическом сечении и приравняем их величины.

По формуле (III.31) и с учетом (II.30)

$$a_{кр}^2 = n_{из} g R T_{кр} = n_{из} g R T_2 (\delta_{кр})^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}$$

По формуле (III.12)

$$w_{кр}^2 = 2gRT_2 \frac{n_{из}}{n_{из}-1} \left(1 - \delta_{кр}^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}\right)$$

В соответствии с понятием критической скорости

$$a_{кр}^2 = w_{кр}^2$$

т. е.

$$n_{из} g R T_2 \delta_{кр}^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}} = 2gRT_2 \left(1 - \delta_{кр}^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}\right) \frac{n_{из}}{n_{из}-1}, \quad (III.51)$$

откуда после сокращения на величину $n_{из} g R T_2$ получим

$$\delta_{кр}^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}} = \frac{2}{n_{из}-1} - \frac{2}{n_{из}-1} \delta_{кр}^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}$$

или, после преобразований,

$$\frac{p_{кр}}{p_2} = \delta_{кр} = \left(\frac{2}{n_{из}+1}\right)^{\frac{n_{из}}{n_{из}-1}}. \quad (III.52)$$

Для адиабатического расширения химически инертного газа формула для критического перепада примет вид

$$\delta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (III.53)$$

Так, например, для воздуха при невысоких температурах $k=1,41$ и критический перепад давления равен

$$\frac{p_{кр}}{p_2} = \left(\frac{2}{1,41+1}\right)^{\frac{1,41}{1,41-1}} = 0,528,$$

следовательно, для воздуха давление в критическом сечении сопла

$$p_{кр} = 0,528 p_2.$$

Связь между размерами критического сечения сопла и параметрами газа на входе в сопло

Размер критического сечения является необходимой расчетной величиной для проектирования сопла двигателя, поэтому необходимо найти связь между величиной критического сечения и параметрами газа на входе в сопло и секундным расходом его G .

Напишем уравнение расхода для критического сечения сопла

$$G = f_{кр} \omega_{кр} \rho_{кр} g. \quad (III. 54)$$

Скорость $\omega_{кр}$ и плотность $\rho_{кр}$ выразим через параметры неподвижного газа, находящегося при давлении p_2 и температуре T_2 на входе в сопло. Процесс расширения определяется показателем $n_{из}$; тогда

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2n_{из}}{n_{из}+1} gRT_2}. \quad (III. 55)$$

По уравнению изоэнтропы (III. 29)

$$\frac{p_{кр}}{\rho_{кр}^{n_{из}}} = \frac{p_2}{\rho_2^{n_{из}}},$$

откуда

$$\rho_{кр} = \rho_2 \left(\frac{p_{кр}}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_{из}}}. \quad (III. 56)$$

Так как по уравнению состояния (II. 1)

$$\rho_2 = \frac{p_2}{gRT_2}$$

и согласно выражению (III. 52)

$$\frac{p_{кр}}{p_2} = \left(\frac{2}{n_{из}+1} \right)^{\frac{n_{из}}{n_{из}-1}},$$

то, подставив эти значения в (III. 56), получим

$$\rho_{кр} = \frac{p_2}{gRT_2} \left(\frac{2}{n_{из}+1} \right)^{\frac{n_{из}}{n_{из}-1} \frac{1}{n_{из}}} = \frac{p_2}{gRT_2} \left(\frac{2}{n_{из}+1} \right)^{\frac{1}{n_{из}-1}}. \quad (III. 57)$$

Подставив теперь $\omega_{кр}$ из (III. 55) и $\rho_{кр}$ из (III. 57) в (III. 54), получим

$$G = f_{кр} \sqrt{\frac{2n_{из}}{n_{из}+1} gRT_2} \frac{p_2}{gRT_2} \left(\frac{2}{n_{из}+1} \right)^{\frac{1}{n_{из}-1}} g. \quad (III. 58)$$

После сокращений и элементарных преобразований получим

$$G = \frac{f_{кр} p_2}{\sqrt{RT_2}} \sqrt{g} \sqrt{n_{из}} \left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{n_{из} + 1}{2(n_{из} - 1)}} \quad (III. 59)$$

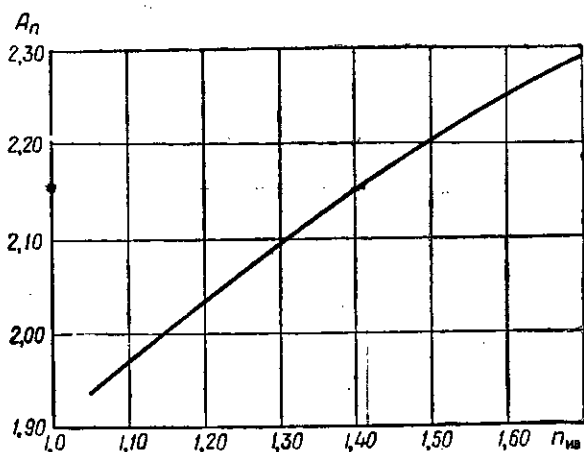
Если в (III. 59) объединить все члены, в которые входит показатель $n_{из}$ и постоянная величина g , в один член A_n , то

$$G = \frac{f_{кр} p_2}{\sqrt{RT_2}} A_n \quad (III. 60)$$

где

$$A_n = \sqrt{g} \sqrt{n_{из}} \left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{n_{из} + 1}{2(n_{из} - 1)}} \quad (III. 61)$$

Величина коэффициента A_n сравнительно мало изменяется с изменением $n_{из}$.



Фиг. 44. Зависимость коэффициента A_n от показателя $n_{из}$.

Решив уравнение (III. 60) относительно $f_{кр}$, найдем

$$f_{кр} = \frac{G \sqrt{RT_2}}{A_n p_2} \quad (III. 62)$$

Как видно из формулы (III. 62), величина критического сечения пропорциональна секунднему расходу топлива, а также изменяется пропорционально корню квадратному из произведения RT_2 .

Изменение давления на входе в сопло влияет на необходимый размер критического сечения. При увеличении давления площадь критического сечения уменьшается обратно пропорционально давлению.

На величину критического сечения влияет также показатель процесса истечения. Это влияние определяется зависимостью коэффициента A_n от $n_{из}$. Эта зависимость показана на графике фиг. 44.

Так как с увеличением $n_{из}$ A_n растет, то в соответствии с формулой (III. 62) величина критического сечения уменьшается.

Если разрешить уравнение (III. 60) относительно давления в камере p_2 , то

$$p_2 = \frac{G}{f_{кр}} \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n}. \quad (\text{III. 63})$$

Это уравнение дает зависимость давления перед входом в сопло от секундного расхода, величины критического сечения, параметров продуктов сгорания в камере и показателя процесса расширения.

Изменение параметров газового потока по длине сопла

При расчете и проектировании ЖРД часто бывает необходимо определить изменение параметров газового потока по длине сопла.

Так как в расчетах ЖРД рассматривается одномерный поток, то независимо от профиля сопла является единственной переменной, характеризующей сопло, является площадь проходного сечения f .

Основным параметром газового потока мы будем считать давление p ; относительно него и разрешим уравнения, из которых определяются все другие параметры. В первую очередь найдем изменение давления по длине сопла в зависимости от величины f .

Для нахождения указанной зависимости запишем весовой расход газа дважды: один раз — через параметры критического сечения, а другой — через параметры любого сечения сопла f

$$G = f_{кр} \rho_{кр} \omega_{кр} g;$$

$$G = f \rho \omega g.$$

Разделив первое выражение на второе, получим

$$\frac{f}{f_{кр}} = \frac{\rho_{кр} \omega_{кр}}{\rho \omega}. \quad (\text{III. 64})$$

Подставив в (III. 64) известные нам из (III. 57), (III. 29), (III. 55) и (III. 12) значения $\rho_{кр}$, ρ , $\omega_{кр}$ и ω , получим

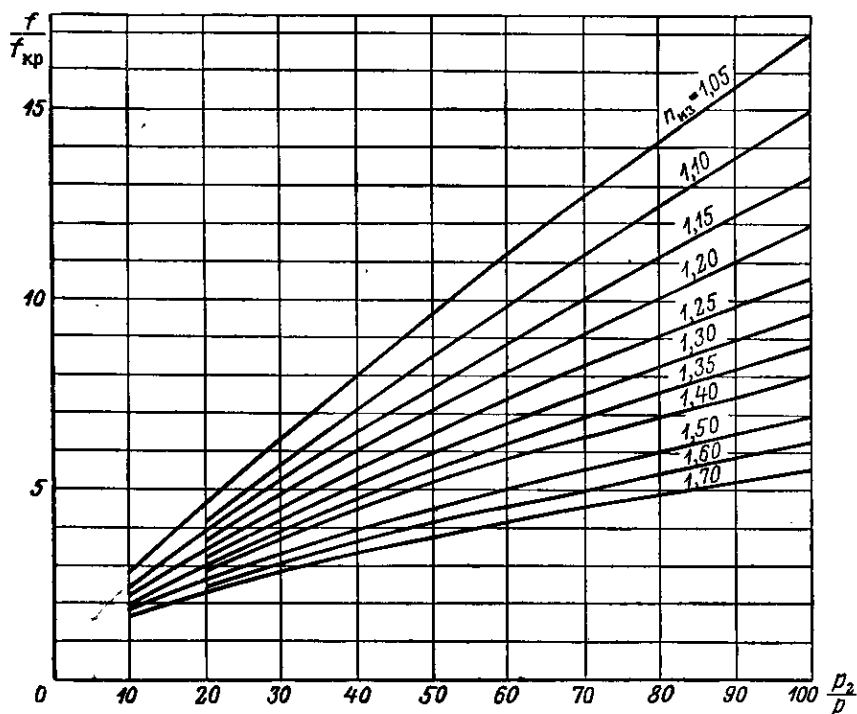
$$\frac{f}{f_{кр}} = \frac{\rho_2 \left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{1}{n_{из} - 1}} \sqrt{2 \frac{n_{из}}{n_{из} + 1} g R T_2}}{\rho_2 \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_{из}}} \sqrt{2g \frac{n_{из}}{n_{из} - 1} R T_2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_{из} - 1}{n_{из}}} \right]}}.$$

После сокращения

$$\frac{f}{f_{кр}} = \frac{\left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{1}{n_{из} - 1}} \sqrt{\frac{n_{из} - 1}{n_{из} + 1}}}{\sqrt{\left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{2}{n_{из}}} - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_{из} + 1}{n_{из}}}}}. \quad (\text{III. 65})$$

Как видно, уравнение (III. 65) дает необходимую связь между величиной проходного сечения сопла f (в виде отношения к $f_{кр}$) и отношением давлений на входе в сопло и в данном сечении его. Эта связь не является непосредственной, но, задавшись необходимым отношением давлений $\frac{p}{p_2}$, по формуле (III. 65) можно найти искомое отношение площадей $\frac{f}{f_{кр}}$.

Уравнение (III. 65) одинаково пригодно для расчета проходных сечений сопла как до критического сечения, так и после него.



Фиг. 45. Значения $\frac{f}{f_{кр}}$ в зависимости от отношения $\frac{p_2}{p}$ и показателя $n_{кр}$

Полученная связь указывает на то, что отношение давления в данном сечении к давлению на входе зависит только от отношения площади сопла в данном сечении к критическому сечению и от величины показателя процесса расширения, но не зависит от давления и температуры входящего в сопло газа или от секундного расхода его.

Данные, иллюстрирующие формулу (III. 65), приведены на графиках фиг. 45. По оси абсцисс этого графика отложено обратное отношение давления на входе в сопло p_2 к текущему давлению p .

Уравнение (III. 65) может быть применено и для расчета выходного сечения сопла f_3 , обеспечивающего получение заданного давления на срезе сопла p_3 .

В этом случае вместо текущего давления p в формулу (III. 65) надо подставлять заданное давление на срезе. Отношение $\frac{f_3}{f_{кр}}$ носит название *степени уширения сопла*.

Рассмотрение графиков зависимости перепада давления от степени уширения сопла показывает, что уменьшение давления на срезе может быть получено путем значительного увеличения площади выходного сечения сопла. В случае применения нормального для большинства ракетных двигателей конического сопла с постоянным углом раскрытия 2α , стремление получить малые давления на срезе сопла (большие отношения давлений в камере к давлению на срезе) приводит к значительному увеличению длины сопла, его поверхности и веса.

Для данного отношения давлений имеется определенная зависимость необходимой степени уширения сопла от показателя изоэнтропы расширения продуктов сгорания, а именно: с увеличением показателя изоэнтропы расширения продуктов сгорания отношение $\frac{f_3}{f_{кр}}$, необходимое для достижения заданной степени расширения в сопле, уменьшается. Отсюда следует сделать вывод, что применение в качестве топлив жидкостных ракетных двигателей веществ, которые дают продукты сгорания с большим показателем изоэнтропы, является рациональным с точки зрения уменьшения размеров и веса сопла.

Большинство современных ЖРД имеет отношение давлений $\frac{p_3}{p_2}$, изменяющееся в пределах $0,02 \div 0,075$ (перепад давлений $\frac{p_2}{p_3} = 50 \div 13,5$); показатели изоэнтропы продуктов расширения находятся в пределах $1,10 \div 1,25$. Поэтому отношение площадей выходного и критического сечений сопла находится в пределах $8 \div 3,5$ а следовательно, отношение диаметров выходного d_3 и критического $d_{кр}$ сечений лежит между 3 и 2.

Зная распределение давления p по длине сопла (т. е. распределение отношения $\frac{p}{p_2}$) в зависимости от $\frac{f}{f_{кр}}$, можно по известным из гл. II формулам определить распределение всех остальных параметров (T , ρ , v , γ и ω) по длине сопла.

Приведем эти формулы

$$T = T_2 \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}; \quad (III. 66)$$

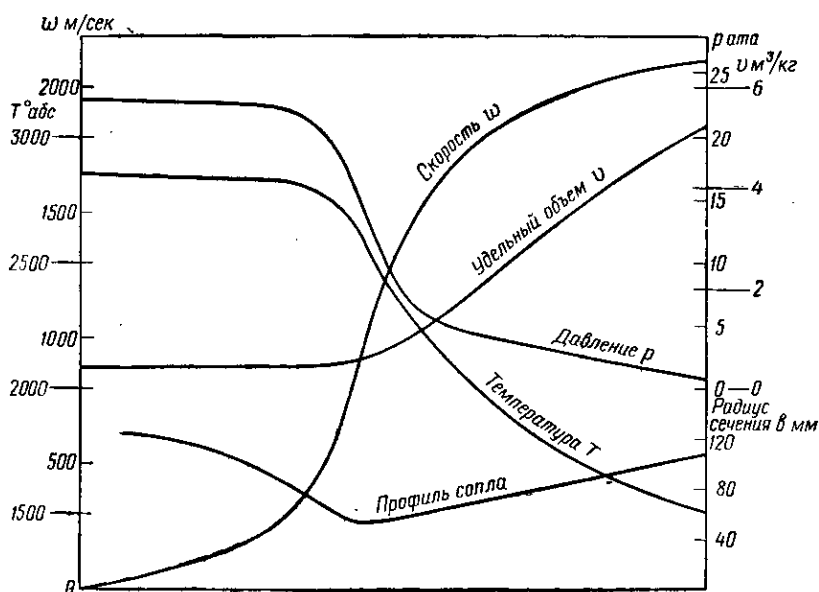
$$\rho = \rho_2 \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_{из}}}; \quad (III. 67)$$

$$\gamma = \gamma_2 \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{n_{\text{из}}}}; \quad (\text{III. 68})$$

$$v = v_2 \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{n_{\text{из}}}}; \quad (\text{III. 69})$$

$$w = \sqrt{2g \frac{n_{\text{из}}}{n_{\text{из}} - 1} RT_2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{n_{\text{из}} - 1}{n_{\text{из}}}} \right]}. \quad (\text{III. 70})$$

Если процесс истечения в сопле не **изоэнтропический**, а **адиабатический** (при постоянном составе газа), то, очевидно, все пара-



Фиг. 46. Распределение параметров p , T , v и w по длине сопла.

метры газа можно считать по тем же формулам, заменив в них показатель **изоэнтропы** $n_{\text{из}}$ показателем **адиабаты** k .

Распределение параметров газового потока по длине сопла для продуктов сгорания азотной кислоты и керосина приведено на фиг. 46.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ И ЗАДАЧИ

1. Как записывается уравнение сохранения массы для газового потока и для потока несжимаемой жидкости?
2. Какой физический смысл имеет уравнение Бернулли?
3. Что такое скорость звука?

4. Как зависит скорость звука от температуры и состава газа?
5. Как связаны между собой скорость звука в неподвижном и движущемся газе?
6. Что такое критическая и максимальная скорости газа?
7. Что такое число M ?
8. Что такое температура торможения?
9. Какую форму имеет сверхзвуковое сопло?
10. Какое сечение сопла называется критическим?
11. Определите скорость звука в воздухе при $T=300^\circ$ абс.
12. Найти расход газа при адиабатическом течении через сопло, если температура его на входе 450° С, давление на входе в сопло 20 ата, площадь критического сечения 2 см², $R=30$ и $n_{из}=1,22$.

Глава IV

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Жидкостный ракетный двигатель является разновидностью теплового двигателя. При исследовании тепловых двигателей обычно рассматриваются их термодинамические циклы, которые дают наглядное представление о работе и основных особенностях данного теплового двигателя.

Под циклом подразумевается последовательность термодинамических процессов, происходящих в рабочем теле двигателя, в результате совершения которых происходит преобразование тепла в работу. Рабочим телом в ракетных двигателях является топливо и продукты его сгорания. При этом после окончания цикла рабочее тело должно вернуться в исходное состояние, в котором оно находилось к началу предыдущего цикла. Такое положение может иметь место только при обратимом протекании всех процессов, составляющих цикл, т. е. в условиях, которые не могут быть осуществлены в ракетном двигателе. Вследствие этого цикл всегда схематизирует и упрощает действительные процессы.

В зависимости от того, насколько точно процессы, из которых мы составляем цикл, описывают действительные процессы, происходящие в двигателе, различают идеальный, теоретический и действительный циклы.

§ 18. ЦИКЛ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Идеальный цикл ЖРД

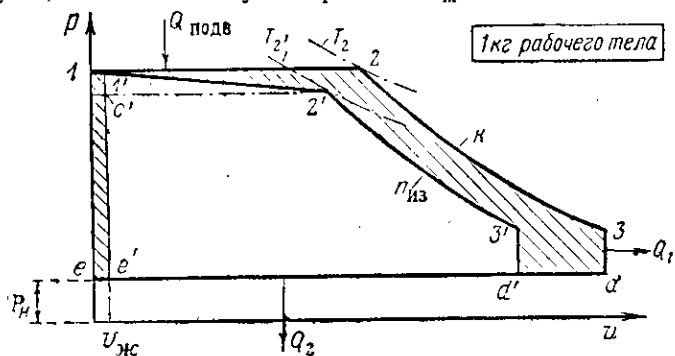
Идеальный цикл в наибольшей степени упрощает действительные процессы, происходящие в двигателе, а некоторые из них не рассматривает вообще, поэтому идеальный цикл наиболее далеко отстоит от действительных процессов, происходящих в ракетном двигателе. Однако, давая простые расчетные соотношения, идеальный цикл позволяет наиболее выпукло вскрыть основные факторы, влияющие на работу двигателя и, особенно, на степень использования вводимого в двигатель запаса энергии, а также установить влияние свойств рабочего тела на работу двигателя.

Рассмотрим идеальный цикл жидкостного ракетного двигателя (фиг. 47). Положим, что в двигатель поступает 1 кг жидкого рабочего тела — топлива при давлении и температуре окружающей

среды. Этот килограмм жидкого рабочего тела имеет объем $v_{ж}$, следовательно, начальная точка нашего цикла будет точкой e' .

Но так как объем $v_{ж}$ ничтожно мал, то точку e' заменим точкой e , лежащей на оси давлений. Таким образом, мы пренебрегли объемом $v_{ж}$.

Для подачи в камеру сгорания жидкие компоненты должны быть сжаты до давления в камере и вытолкнуты в нее под этим давлением. Так как жидкие компоненты практически не сжимаемы, то работа сжатия равна нулю. Работа выталкивания также равна нулю, так как мы уже приняли $v_{ж}=0$. Состояние жидкого



Фиг. 47. Идеальный и теоретический циклы ЖРД.

$e123d$ —идеальный цикл; $e'1'2'3'd'$ —теоретический цикл.

рабочего тела, поступающего в камеру сгорания при давлении p_1 , характеризуется точкой 1, лежащей на оси давлений.

К рабочему телу, поступившему в камеру сгорания, подводится при постоянном давлении p_1 количество тепла, равное теплотворной способности топлива. Вследствие этого температура рабочего тела возрастает до величины T_2 , а удельный объем до v_2 .

В точке 2, характеризующей состояние рабочего тела в конце подвода тепла, начинается адиабатическое расширение рабочего тела постоянного состава от давления p_2 до того давления p_3 , которое устанавливается на срезе сопла.

Для того, чтобы рабочее тело вернулось в первоначальное состояние e' , его надо охладить и сконденсировать до объема $v_{ж}$ при давлении окружающей среды. Так как в общем случае двигатель может работать и не на расчетном режиме, то давление на срезе сопла может быть не равно окружающему давлению p_H . Поэтому в общем случае охлаждение и конденсацию рабочего тела до первоначального состояния будем производить в два этапа от точки 3 до точки d по изохоре $3d$ и от точки d до точки e по изобаре de .

Полученный таким образом замкнутый цикл $e123d$ и будет идеальным циклом ракетного двигателя.

Работа идеального цикла, как и всякого другого цикла, определяется площадью, ограниченной линиями процессов, составляющих цикл; в данном случае — площадью $e123d$. Обозначим эту работу $L_{и}$.

Работа цикла меньше того количества энергии H_u , которое подведено к рабочему телу, так как по выходе из двигателя рабочее тело еще обладает определенной температурой и, следовательно, теплосодержанием. Унос энергии с рабочим телом, составляющий потерю при работе двигателя в идеальном цикле, заменяется фиктивными процессами охлаждения и конденсации рабочего тела.

Соотношение между идеальным циклом и реальными процессами в ЖРД

Рассмотрим отличия реальных процессов в ЖРД от идеального цикла.

В идеальном цикле предполагается, что рабочее тело периодически возвращается в начальное состояние, а следовательно, не нуждается в замене, в то время как в ракетном двигателе происходит смена рабочего тела, для осуществления которой необходима работа насосов или других приспособлений для подачи компонентов топлива.

Работа, затрачиваемая на сжатие и подачу жидкости, определяется (без учета к. п. д. агрегатов системы подачи) площадью $e'e'1'1'$ (см. фиг. 47).

В ракетном двигателе работа, затрачиваемая на подачу компонентов в камеру, будет еще большей, так как давление подачи должно превышать давление в камере на величину гидравлического сопротивления системы подачи, т. е. трубопроводов, форсунок и охлаждающей рубашки.

Затрачиваемая на процесс сжатия и подачи компонентов работа соответственно уменьшает полезную работу идеального цикла.

Идеальный цикл не рассматривает реального процесса сгорания, а заменяет его процессом подвода тепла в количестве H_u ккал/кг, не учитывая потерю энергии в процессе сгорания.

Имеющиеся в камере сгорания потери тепла, связанные как с диссоциацией продуктов сгорания, так и с физическим недогоранием топлива, снижают достигаемую температуру T_2' , делая ее меньше величины T_2 .

Кроме того, процесс сгорания сопровождается движением рабочего тела вдоль камеры. В процессе этого движения имеют место потери давления по двум причинам. Во-первых, рабочее тело, вследствие испарения, а затем разогрева в процессе сгорания, увеличивает свой удельный объем, а следовательно, и свою скорость, т. е. приобретает некоторую кинетическую энергию. Этот разгон рабочего тела в соответствии с уравнением Бернулли должен сопровождаться затратой некоторой работы. Источником этой работы может явиться только расширение газа с падением его давления. Работа расширения в камере сгорания определяется площадью треугольника $1'2'c'$ (см. фиг. 47).

Таким образом, разгон газа обязательно сопровождается падением давления в камере. Величина падения давления определяется скоростью газа, которую он приобретает в конце камеры сгорания.

В обычно применяемых камерах, когда поперечное сечение ее велико по сравнению с критическим сечением сопла, скорость в конце камеры сравнительно невелика, а следовательно, затраты работы и понижение давления в камере также невелики. В камерах особых типов, так называемых скоростных, падение давления может достигать почти до половины начального давления.

Другой причиной, вызывающей падение давления в камере сгорания, является гидравлическое сопротивление ее. Потеря давления по этой причине в обычных камерах также незначительна.

Для обычных камер сгорания современных ЖРД общая потеря давления между начальным сечением и входом в сопло составляет 1—2% начального давления в камере сгорания.

Процесс расширения в действительном двигателе происходит не по адиабате расширения газа неизменного состава, а по изэнтропе равновесного расширения реагирующих продуктов сгорания. Это приводит к частичному возвращению химической энергии, затраченной на диссоциацию, вследствие чего $n_{из} < k$ и работа расширения увеличивается по сравнению с адиабатической работой расширения от температуры T_2' . Кроме того, в процессе расширения происходят попутные явления: отвод тепла к охлаждаемым стенкам двигателя и трение газа при движении его по соплу. Эти процессы снижают работу цикла, так как приводят к потере продуктами сгорания кинетической энергии.

Вытекание продуктов сгорания из сопла и унос ими энергии, соответствующей их температуре на срезе, в идеальном цикле заменяются фиктивным процессом охлаждения. Такая замена, однако, не вносит ошибки при определении работы цикла, ибо количество энергии, унесенной продуктами сгорания, равно тому количеству тепла, которое надо отвести от продуктов сгорания, чтобы охладить и конденсировать их до начальных условий.

Потери тепла на диссоциацию в процессе сгорания и показатель изэнтропического расширения $n_{из}$ могут быть рассчитаны теоретически. Следовательно, может быть определен и *теоретический цикл двигателя*, составляемый процессами горения, рассчитанными с учетом явлений диссоциации, условными процессами охлаждения и конденсации рабочего тела. Теоретический цикл учитывает также теоретическую затрату работы на сжатие и подачу топлива. Теоретически можно также учесть падение давления в камере сгорания вследствие теплового разгона рабочего тела при его испарении и сгорании. Такой цикл на фиг. 47 ограничивает площадку $e'1'2'3'd'$.

Действительный цикл ракетного двигателя определяется действительными процессами сгорания и расширения, учитывающими, кроме явлений диссоциации и теплового разгона газа, все возникающие при реальном протекании процессов потери (физическое недогорание, трение газа в камере и сопле, отвод тепла в систему охлаждения, потери в системе подачи и т. д.). Учет этих потерь в основном производится не теоретически, а на основании экспериментов.

Соотношение между работой цикла и удельной тягой ЖРД

Работа цикла, т. е. то количество работы, которое может быть использовано в результате совершения цикла, определяется, как известно, площадью диаграммы цикла, т. е. в случае идеального цикла площадью $e123d$. Эта площадь в соответствующем масштабе выражает работу цикла в кгм.

Однако при исследовании жидкостного ракетного двигателя наиболее важным и используемым в расчетах показателем является не работа цикла, а удельная тяга двигателя. Поэтому следует найти соотношение между ними.

Рассмотрим это соотношение в простейшем случае, когда двигатель работает на расчетном режиме, т. е. когда давление на срезе сопла p_3 равно давлению окружающей среды p_H (фиг. 48). При этом удельная тяга $P_{уд}$ по формуле (I. 14) равна

$$P_{уд} = \frac{w_3}{g}. \quad (IV. 1)$$

Работа цикла в этом случае определяется площадкой $e123$ (см. фиг. 48) и соответствует работе L' при адиабатическом процессе расширения между состояниями, соответствующими точкам 2 и 3. Эта работа численно равна падению теплосодержания газа в процессе 2—3.

Скорость истечения в соответствии с (III. 13) и (II. 39) можно записать в виде¹

$$w_3 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_2 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{2gL'} = \sqrt{2gL_{\pi}}. \quad (IV. 2)$$

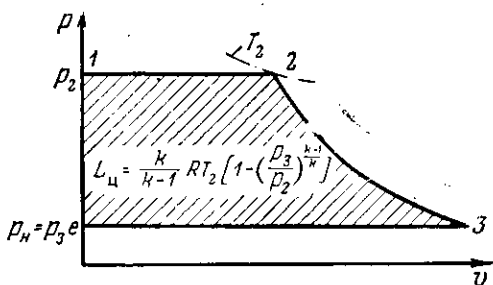
Объединяя соотношения (IV. 1) и (IV. 2), получим

$$P_{уд} = \frac{1}{g} \sqrt{2gL_{\pi}},$$

или

$$P_{уд} = \sqrt{\frac{2}{g} L_{\pi}}. \quad (IV. 3)$$

¹ При использовании формул (III. 13) и (II. 39) нужно иметь в виду, что начальной точкой процесса расширения в сопле ЖРД является точка окончания процесса сгорания, т. е. точка 2. Концу процесса расширения соответствует состояние газа на срезе сопла, т. е. точка 3 (см. фиг. 47), поэтому индексы формул (III. 13) и (II. 39) соответственно изменены.



Фиг. 48. Идеальный цикл ЖРД, работающего на расчетном режиме.

Полученное нами соотношение дает точную связь между удельной тягой и работой идеального или теоретического циклов только при работе двигателя на расчетном режиме. Однако с очень небольшой погрешностью можно распространить его и на другие условия работы двигателя, тем более, что мы будем использовать понятие цикла двигателя только для качественного анализа работы ЖРД. Поэтому и для нерасчетных режимов мы будем пользоваться соотношением (IV.3), понимая в этих случаях под работой цикла всю площадь в $p-v$ -диаграмме, ограниченную линиями процессов, составляющих цикл, например, площадь $e123d$ на фиг. 47.

§ 19. СИСТЕМА КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

К. п. д. цикла

Работа цикла ЖРД представляет собой величину, определяющую удельную тягу двигателя. Чем больше работа цикла, тем больше и удельная тяга двигателя.

Источником энергии, из которого возникает работа цикла, является химическая энергия топлива, которая оценивается теплотворной способностью H_u , поэтому степень использования энергии будет определяться отношением работы цикла $AL_{ц}$ к теплотворной способности H_u .

$$\eta_{ц} = \frac{AL_{ц}}{H_u} \quad (IV.4)$$

Это отношение называется *коэффициентом полезного действия цикла* (к. п. д. цикла).

Как видно из рассмотрения цикла ЖРД, величина работы цикла $AL_{ц}$ определяется качеством протекания процессов сгорания и расширения. Чем совершеннее будут протекать эти процессы, тем больше будет величина работы цикла $AL_{ц}$, а следовательно, и величина к. п. д. цикла $\eta_{ц}$. Таким образом, к. п. д. цикла зависит от совершенства протекания, т. е. от к. п. д. процессов сгорания и расширения

$$\eta_{ц} = \eta_{сг} \eta_{р}, \quad (IV.5)$$

где $\eta_{сг}$ и $\eta_{р}$ — коэффициенты полезного действия сгорания и расширения.

Рассмотрим отдельно каждый из этих коэффициентов.

К. п. д. сгорания

Под величиной $\eta_{сг}$ понимается степень полноты преобразования энергии 1 кг топлива в тепловую энергию Q

$$\eta_{сг} = \frac{Q}{H_u} \quad (IV.6)$$

В жидкостном ракетном двигателе неполнота превращения энергии топлива в тепловую определяется двумя, коренным образом отличающимися друг от друга по своему характеру причинами.

Одна из них — физическая неполнота сгорания — возникает вследствие плохого перемешивания и неравномерного распределения компонентов топлива по камере сгорания, а также вследствие недостатка времени для полного завершения процесса сгорания. Эти явления вызываются несовершенством конструкции камеры сгорания ЖРД, и с ними можно бороться, улучшая конструкцию двигателя.

Другая причина, вызывающая неполноту сгорания и имеющая в ЖРД особенно важное значение, — это диссоциация продуктов сгорания.

Высокие температуры, возникающие в ЖРД, приводят к весьма сильной диссоциации продуктов сгорания. Затрата тепла на диссоциацию может доходить до 25—30% от H_u .

Процессы диссоциации определяются термодинамическими законами и поэтому имеет очень мало путей для борьбы с ними. В основном это выбор таких топлив, продукты сгорания которых трудно поддаются диссоциации. Для определенного топлива степень диссоциации не может быть уменьшена никакими конструктивными мерами.

Так как неполнота сгорания зависит от двух причин, то $\eta_{ст}$ можно представить как произведение двух коэффициентов

$$\eta_{ст} = \eta_k \eta_{дис}, \quad (IV. 7)$$

где η_k — коэффициент, учитывающий физическое недогорание; мы его будем называть к. п. д. камеры, так как он определяется в основном конструкцией камеры сгорания;

$\eta_{дис}$ — коэффициент, учитывающий потери на диссоциацию.

Величины коэффициентов сгорания в ЖРД составляют $\eta_k = 0,90—0,98$;

$\eta_{дис} = 0,7—0,9$, (в зависимости от рода топлива).

К. п. д. расширения

Коэффициент полезного действия расширения η_p представляет собой степень превращения тепловой энергии, выделяющейся в камере сгорания Q , в располагаемую работу расширения L_n (для теоретического цикла без учета затраты работы на подачу компонентов).

$$\eta_p = \frac{AL_n}{Q}. \quad (IV. 8)$$

Коэффициент полезного действия расширения η_p учитывает потери, происходящие в процессе расширения. Эти потери определяются также двумя различными причинами.

Первой причиной, вызывающей потери в процессе расширения, является то, что вследствие конечных размеров выходного сечения сопла нельзя расширить продукты сгорания до давления,

равного нулю, а следовательно, и до температуры, равной нулю.

Таким образом, продукты сгорания на выходе из сопла имеют высокую температуру и уносят с собой определенный запас тепловой энергии. Эти потери являются неизбежными термодинамическими потерями и оцениваются термическим к. п. д. η_t . Они имеют место как в действительном, так и в идеальном цикле (подробнее об η_t см. § 20).

Второй вид потерь в процессе расширения — это потери трения, теплопередачи и т. д. В основном они происходят в сопле двигателя, и мы учтем их посредством к. п. д. сопла η_c .

Таким образом, и к. п. д. расширения можно представить как произведение двух коэффициентов

$$\eta_b = \eta_t \eta_c. \quad (IV. 9)$$

Обратим внимание на то, что к. п. д. расширения учитывает также возврат части химической энергии при рекомбинации продуктов сгорания в сопле. Учет этого явления, отличающего теоретический цикл от идеального, производится путем замены показателя адиабаты процесса расширения, от которого зависит величина η_t , показателем изоэнтропы $n_{из}$.

Величина термического к. п. д. η_t составляет $0,4 \div 0,6$, а величина к. п. д. сопла $\eta_c = 0,90 \div 0,98$.

Учет затраты рабочего тела на работу системы подачи

Произведение коэффициентов $\eta_{тг} \eta_b$ учитывает долю энергии топлива, пошедшую на создание работы цикла без учета затраты работы на подачу топлива в камеру сгорания,

$$AL_{ц} = H_u \eta_{тг} \eta_b.$$

Эта работа используется для создания удельной силы тяги

$$P_{уд} = \sqrt{\frac{2}{g} L_{ц}} = \sqrt{\frac{2}{gA} H_u \eta_{тг} \eta_b}. \quad (IV. 10)$$

Учет затраты рабочего тела на работу системы подачи производится путем определения удельной тяги $P'_{уд}$, которая относится к расходу как основного топлива, так и вспомогательного рабочего тела, используемого в системе подачи.

Обозначим через q количество рабочего тела системы подачи в кг, необходимое для подачи в камеру сгорания 1 кг топлива. Тогда суммарное количество рабочего тела, которое надо затратить на получение тяги $P_{уд}$, составит $1+q$, а тяга $P_{уд}$ на 1 кг всех компонентов составит

$$P'_{уд} = \frac{P_{уд}}{1+q}. \quad (IV. 11)$$

Величина q зависит от конструкции систем подачи, которые рассматриваются в гл. IX.

Энергетическая и импульсная системы к. п. д.

Рассмотренная нами система к. п. д. двигателя является *энергетической системой*, так как все коэффициенты ее учитывают потери работы, т. е. энергии.

При расчете ЖРД получили большее распространение не энергетические, а такие коэффициенты полезного действия, которые сразу учитывают уменьшение удельной тяги, происшедшее вследствие соответствующей потери работы.

Эти коэффициенты относятся к удельной тяге, т. е. к импульсу, и мы будем называть их *импульсными* и обозначать, в отличие от энергетических, через φ . Удельная тяга и работа цикла связаны между собой соотношением (IV. 10)

$$P_{уд} = \sqrt{\frac{2}{gA} H_u \eta_{cr} \eta_p}.$$

С другой стороны, удельная тяга может быть выражена через импульсные коэффициенты

$$P_{уд} = \varphi_{cr} \varphi_p \sqrt{\frac{2}{gA} H_u}, \quad (IV. 12)$$

где φ_{cr} и φ_p — коэффициенты совершенства процессов сгорания и расширения, отнесенные к удельной тяге.

Сравнивая выражения (IV. 10) и (IV. 12), мы можем сделать вывод, что любой импульсный коэффициент связан с соответствующим ему энергетическим коэффициентом соотношением

$$\varphi = \sqrt{\eta}. \quad (IV. 13)$$

В частности, для к. п. д. камеры и сопла можем записать

$$\varphi_k = \sqrt{\eta_k}; \quad (IV. 14)$$

$$\varphi_c = \sqrt{\eta_c}. \quad (IV. 15)$$

При расчетах и анализе работы жидкостного ракетного двигателя приходится пользоваться различными коэффициентами. Наибольшее значение для анализа работ двигателя представляет термический к. п. д. η_t . Для расчета удельной тяги пользуются коэффициентом камеры φ_k и коэффициентом сопла φ_c .

§ 20. ТЕРМИЧЕСКИЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА

Вывод уравнения термического к. п. д. идеального цикла

Основной величиной, характеризующей идеальный цикл двигателя, является термический коэффициент полезного действия. Как видно из описания идеального цикла, он не учитывает никаких потерь, кроме потери тепла, уносимого нагретыми продуктами сгорания вследствие неполного расширения их. Та-

ким образом, к. п. д. идеального цикла совпадает с термическим к. п. д. η_t , введенным ранее при установлении систем к. п. д. двигателя.

Для идеального цикла величина к. п. д. может быть записана в виде отношения работы цикла к количеству тепла, затрачиваемого на получение этой работы, т. е. ко всему теплу, подведенному к рабочему телу

$$\eta_t = \frac{AL_{\text{ц}}}{Q_{\text{подв}}} \quad (\text{IV. 16})$$

По закону сохранения энергии

$$AL_{\text{ц}} = Q_{\text{подв}} - Q_{\text{отв}}, \quad (\text{IV. 17})$$

где $Q_{\text{отв}}$ — количество тепла, отводимого от газа в процессе совершения цикла.

Тогда выражение для термического к. п. д. примет вид

$$\eta_t = \frac{Q_{\text{подв}} - Q_{\text{отв}}}{Q_{\text{подв}}} = 1 - \frac{Q_{\text{отв}}}{Q_{\text{подв}}} \quad (\text{IV. 18})$$

Выразим количество подведенного и отведенного тепла через температуры характерных точек идеального цикла (см. фиг. 47) и теплоемкости, которые будем считать постоянными и не зависящими от температуры.

Тепло от рабочего тела в идеальном цикле отводится в двух процессах $3d$ и de .

Процесс $3d$ протекает при постоянном объеме, и тепло Q_1 , отводимое в этом случае, будет равно $c_v(T_3 - T_d)$. Другая часть тепла Q_2 отводится при постоянном давлении и составит $c_p(T_d - T_1)$.

Тогда

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{отв}} &= Q_1 + Q_2 = c_v(T_3 - T_d) + c_p(T_d - T_1); \\ Q_{\text{подв}} &= c_p(T_2 - T_1). \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV. 19})$$

Так как в идеальном цикле T_e и T_1 равны нулю, то

$$Q_{\text{отв}} = c_v(T_3 - T_d) + c_p T_d, \quad Q_{\text{подв}} = c_p T_2. \quad (\text{IV. 20})$$

Температуры, входящие в эти соотношения, выразим через температуру в камере T_2 по уравнениям адиабатического и изохорического процессов

$$\left. \begin{aligned} T_3 &= T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_d &= \frac{p_H T_3}{p_3} = \frac{p_H}{p_3} T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV. 21})$$

Подставив указанные значения температур в выражение для термического к. п. д. (IV. 18), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2 \left[c_v \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - c_v \frac{p_H}{p_3} \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} + c_p \frac{p_H}{p_3} \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{c_p T_2}. \quad (\text{IV. 22})$$

Введя отношение $\frac{c_p}{c_v} = k$ и обозначив

$$\frac{p_3}{p_2} = \delta \text{ и } \frac{p_H}{p_2} = \varepsilon, \quad (\text{IV. 23})$$

после сокращения на T_2 и несложных преобразований получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \delta^{\frac{k-1}{k}} \left[(k-1) \frac{\varepsilon}{\delta} + 1 \right]. \quad (\text{IV. 24})$$

Величину $\frac{p_3}{p_2} = \delta$ будем называть *степенью расширения газа в сопле*, так как она характеризует количественно перепад давлений в процессе расширения. Величина $\frac{p_H}{p_2} = \varepsilon$ определяет предел возможного расширения газа в двигателе; назовем ее *степенью возможного расширения*.

Полученное выражение для термического к. п. д. показывает, что величина его зависит от трех параметров: степени расширения в сопле δ , степени возможного расширения ε и показателя адиабаты продуктов сгорания k .

Термический к. п. д. цикла двигателя, работающего на расчетном режиме

Расчетным режимом работы двигателя называется такой режим, когда давление на срезе сопла p_3 равно давлению в атмосфере p_H .

$$p_3 = p_H.$$

При этом в соответствии с формулами (IV. 23) степень возможного расширения ε равна степени расширения в сопле δ , а выражение для термического к. п. д. на расчетном режиме $\eta_{t \text{ расч}}$ за счет того, что $\varepsilon = \delta$, примет более простой вид,

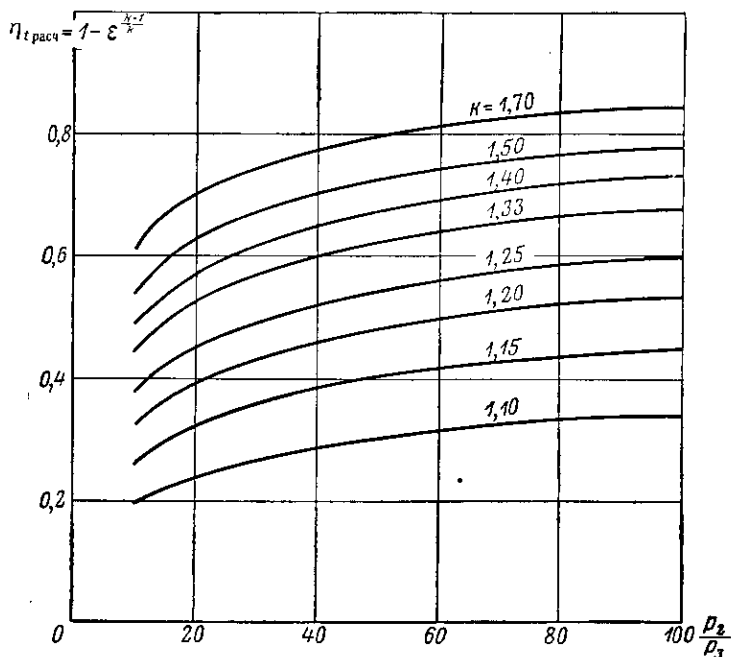
$$\eta_{t \text{ расч}} = 1 - \delta^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}. \quad (\text{IV. 25})$$

Изменение термического к. п. д. двигателя, работающего на расчетном режиме, в зависимости от величины δ или обратной ей величины отношения давлений $\frac{p_2}{p_3} = \frac{1}{\delta}$, а также от величины показателя адиабаты расширения k приведено на фиг. 49.

Данные этого графика показывают, что термический к. п. д. может изменяться в широких пределах от нуля до единицы, быстро возрастаая при малых значениях отношения $\frac{P_2}{P_3}$ и затем все более медленно приближаясь к значению $\eta_t = 1$ при дальнейшем увеличении этого отношения.

Термический к. п. д. зависит также от величины показателя адиабаты продуктов сгорания k . Большие значения k дают больший термический к. п. д. двигателя, особенно при значительных отношениях давления в камере к давлению на срезе (см. фиг. 49).

Как известно, величина k зависит от состава продуктов сгорания, а значение ее увеличивается для одноатомных и легких газов, поэтому применение продуктов сгорания, состоящих из одноатомных или вообще легких газов, увеличивает при прочих равных условиях термический к. п. д.



Фиг. 49. Зависимость термического к. п. д. двигателя, работающего на расчетном режиме $\eta_{t \text{ расч}}$ от отношения $\frac{P_2}{P_3}$ и k .

Как показывает соотношение (III.65) и графики на фиг. 45, величина степени расширения в сопле δ зависит в основном от отношения площадей выходного и критического сечений сопла. Поэтому стремление получить высокие значения термического к. п. д. и удельной тяги двигателя путем уменьшения величины $\delta = \frac{P_2}{P_3}$

приводит к увеличению отношения $\frac{f_3}{f_{кр}}$. Таким образом, конструкция сопла камеры двигателя ставит предел возможности уменьшения δ .

Известные двигатели не имеют значений δ , меньших чем $\frac{1}{40}$.

Прежде чем перейти к анализу изменения η_i при нерасчетных режимах работы двигателя, рассмотрим, как возникают эти нерасчетные режимы.

§ 21. НЕРАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЖРД

Возможность возникновения нерасчетных режимов работы двигателя

Большинство современных ЖРД имеет так называемое *постоянное сопло*, т. е. сопло с постоянными величинами критического и выходного сечений, а следовательно, и с постоянным их отношением $\frac{f_3}{f_{кр}}$. Для таких сопел характерны следующие основные особенности.

Из формулы (III. 65) видно, что при $\frac{f_3}{f_{кр}} = \text{const}$ и при неизменном показателе адиабаты расширения k (т. е. при неизменном топливе) степень расширения в сопле $\delta = \frac{p_3}{p_2}$ остается неизменной.

Таким образом, независимо от расхода топлива, давлений в камере сгорания p_2 и окружающей среде p_H , температуры на входе в сопло T_2 , отношение $\frac{p_3}{p_2}$ остается постоянным.

В соответствии с уравнениями (III. 13) и (IV. 23) скорость на выходе из сопла w_3 будет равна

$$w_3 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_2 \left(1 - \delta^{\frac{k-1}{k}}\right)}. \quad (\text{IV. 26})$$

Итак, при неизменном составе продуктов в камере сгорания (т. е. при постоянных температуре и показателе адиабаты) скорость на выходе из сопла остается неизменной независимо от давления в камере сгорания, расхода топлива и давления окружающей среды (т. е. высоты работы ЖРД).

Так как при работе ЖРД степень расширения $\delta = \frac{p_3}{p_2}$ остается неизменной, то при постоянном сопле давление на срезе сопла p_3 зависит только от давления в камере сгорания p_2 и не зависит от давления окружающей среды p_H .

В зависимости от давления в камере сгорания p_2 и от давления окружающей среды p_H (т. е. от высоты полета) возможны три случая работы сопла ЖРД.

1) $p_3 = p_H$, т. е. давление на срезе сопла равно давлению окружающей среды. Это *расчетный режим* работы двигателя.

2) $p_3 > p_H$, т. е. продукты сгорания расширяются в сопле не до давления окружающей среды p_H , а только до давления p_3 , большего, чем давление p_H . Такой режим работы называется *режимом недорасширения*.

3) $p_3 < p_H$, т. е. продукты сгорания расширяются в сопле до давления, меньшего, чем давлении окружающей среды. Такой режим называется *режимом перерасширения*.

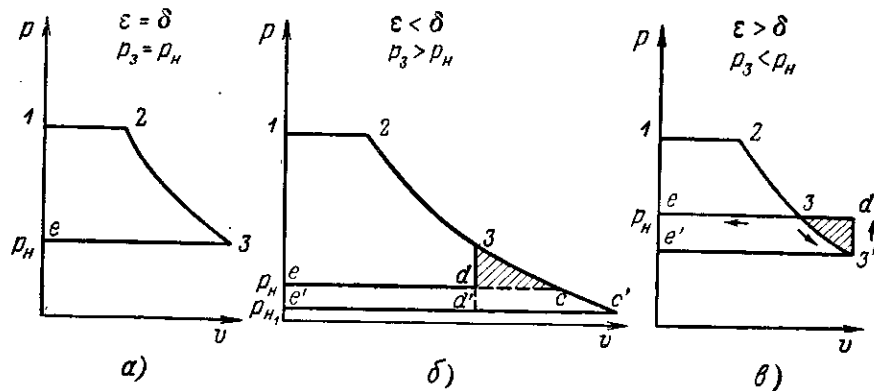
Как будет показано ниже, такой режим часто наблюдается при работе ЖРД.

Режимы перерасширения и недорасширения возникают при изменении высоты работы двигателя и при регулировании его тяги.

Рассмотрим оба эти случая.

Возникновение нерасчетных режимов при изменении высоты работы двигателя

Рассмотрим, как возникают нерасчетные режимы при работе двигателя с постоянным соплом, если расход топлива G и его состав (т. е. величина H_u) остаются постоянными, а изменяется только высота работы двигателя H .



Фиг. 50. Работа двигателя на различных высотах.

а — расчетная высота; б — высота больше расчетной (недорасширение); в — высота меньше расчетной (перерасширение).

В этом случае давление в камере сгорания p_2 , независимо от изменения давления окружающей среды, будет оставаться постоянным. Это легко показать, воспользовавшись уравнением (III. 63).

$$p_2 = \frac{G}{f_{кр}} \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n} = \text{const.}$$

Так как для смеси постоянного состава ($H_u = \text{const}$) температура T_2 и состав продуктов сгорания R неизменны, то и давление p_2 в этом случае останется неизменным.

Так как $\delta = \text{const}$, то и давление на срезе сопла $p_3 = \delta p_2 = \text{const}$. Таким образом, давление на срезе сопла не зависит от высоты

работы двигателя и может быть как больше, так и меньше давления в окружающей среде в зависимости от того, как выбран расчетный режим двигателя.

На фиг. 50 показаны циклы двигателя, работающего на расчетном и нерасчетных режимах.

При работе на земле этот двигатель будет работать с перерасширением, а на высотах, больших, чем расчетные, с недорасширением.

Увеличение высоты работы двигателя приводит в этом случае к постоянному возрастанию абсолютной силы тяги за счет увеличения статической составляющей ее $f_3(p_3 - p_H)$.

Но на высотах, меньших расчетной, и на высотах, больших расчетной, двигатель с постоянным соплом не дает максимальной тяги, возможной для данных условий работы его.

Пределы изменения степени возможного расширения для двигателя с постоянным расходом изменяются от наибольшего значения, которую степень возможного расширения имеет на земле,

т. е. $\epsilon_{\max} = \frac{p_0}{p_2}$, до нуля при работе в пустоте, где $p_H \rightarrow 0$, а следовательно, и $\epsilon \rightarrow 0$.

Возникновение нерасчетных режимов при регулировании тяги ЖРД

Условия работы двигателя на некоторых летательных аппаратах, например на самолетах и зенитных ракетах, требуют изменения тяги двигателя при полете. Так, для самолетных ЖРД требуется изменять величину тяги двигателя в 8—10 раз.

Воспользовавшись уравнениями (IV. 10) и (IV. 5), связывающими удельную тягу с работой цикла, мы можем написать, что полная тяга двигателя равна (в случае идеального цикла $\eta_{ц} = \eta_i$)

$$P = P_{уд} G = G \sqrt{\frac{2}{gA} H_u \eta_{ц}} \quad (IV. 27)$$

Это выражение показывает, что для получения той или иной тяги двигателя (данного или вновь проектируемого) можно идти двумя путями: изменением теплотворной способности топлива H_u и изменением секундного расхода его G .

Изменение теплотворной способности H_u данного топлива, на котором работает двигатель, можно проводить изменением соотношения компонентов. Изменение теплотворной способности топлива в этом случае происходит только в сторону уменьшения ее, в результате отклонения от такого соотношения компонентов, которое необходимо для полного сгорания топлива.

Такой путь изменения теплотворной способности является нерациональным, так как приводит к уменьшению удельной тяги двигателя за счет худшего преобразования химической энергии в тепловую. Изменять тягу ЖРД следует путем изменения секундного расхода топлива при постоянном H_u . Учитывать изменение

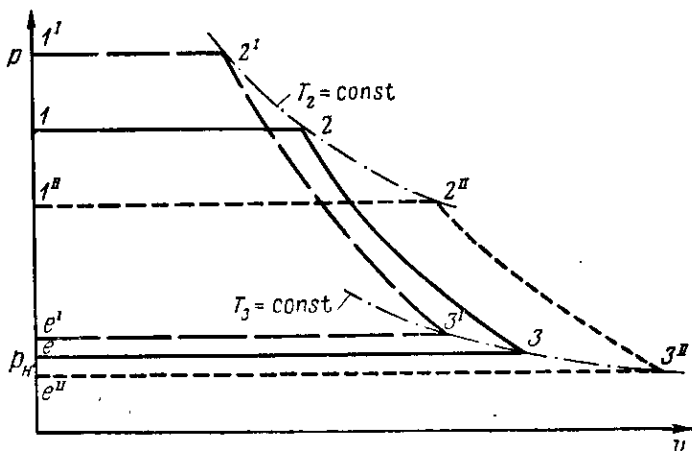
величины H_u следует при рассмотрении двигателей, работающих на различных топливах.

Установить влияние изменения расхода на работу ЖРД проще всего по формуле (III. 63).

$$p_2 = \frac{G}{f_{кр}} \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n}$$

Так как температура сгорания данного топлива и состав продуктов сгорания, определяющий величину газовой постоянной R , остаются неизменными, то давление в камере сгорания прямо пропорционально расходу топлива.

Так, например, при уменьшении тяги P авиационного ЖРД в 10 раз расход топлива G уменьшится также примерно в 10 раз,



Фиг. 51. Изменение цикла двигателя с постоянным соплом при изменении расхода топлива.

123e — исходный цикл; 1^I 2^I 3^I e^I — увеличенный расход топлива; 1^{II} 2^{II} 3^{II} e^{II} — уменьшенный расход топлива.

а следовательно, по формуле (III. 63) давление в камере p_2 уменьшится тоже в 10 раз.

В двигателе с постоянным соплом ($\delta = \text{const}$) давление на срезе сопла, равное $p_3 = \delta p_2$, будет уменьшаться так же, как и давление в камере, т. е. прямо пропорционально уменьшению расхода, и в нашем примере также уменьшится в 10 раз.

Следовательно, при изменении расхода G , если высота работы двигателя остается постоянной, возможен случай возникновения режима перерасширения $p_3 < p_H$ при уменьшении расхода топлива и режима недорасширения $p_3 > p_H$ при увеличении его.

При изменении расхода изменяется также и вид идеального цикла ЖРД.

На фиг. 51 приведено изменение основного цикла 123e при увеличении расхода на 25% — цикл 1^I2^I3^Ie^I и при уменьшении

расхода на 25% — цикл $1'' 2'' 3'' e''$. Так как температура $T_2 = \frac{H_u}{c_p}$ в идеальном цикле не зависит от давления, то точки 2 для всех циклов лежат на одной изотерме T_2 .

При постоянном сопле $\delta = \text{const}$, а следовательно, и температура на срезе $T_3 = T_2 \delta^{\frac{k-1}{k}}$ остается постоянной и все точки 3, 3¹ и 3¹ также лежат на одной изотерме T_3 .

Скорость истечения во всех трех случаях остается неизменной (так как двигатель имеет постоянное сопло), а удельная тяга двигателя изменяется только за счет изменения давления p_3 на срезе сопла.

Одновременно с изменением давления в камере p_2 изменится и степень возможного расширения. Величина максимальной степени возможного расширения $\varepsilon = \frac{p_H}{p_2}$ получится при минимальном расходе топлива, когда давление в камере p_2 будет иметь наименьшее значение.

Наименьшее значение степень возможного расширения имеет при максимально возможном для данного двигателя расходе топлива. Разность между наибольшим и наименьшим значениями ε определяется пределами регулирования расхода.

Возможность существования режима перерасширения

Возможность работы двигателя на режиме недорасширения $p_3 > p_H$ является очевидной. В то же время возможность истечения газа из сопла в среду с давлением, большим, чем давление в потоке на срезе сопла, не является очевидной.

Действительно, на ранней стадии развития науки об истечении из сверхзвуковых сопел считалось, что на нерасчетном режиме, когда давление на срезе сопла должно быть меньшим, чем давление в окружающей среде, поток газа отрывается от стенок сопла в том сечении его, где давление в потоке становится равным атмосферному. Оставшаяся часть сопла перестает работать и может влиять на поток только в том смысле, что она благоприятствует образованию вихрей. Таким образом, считалось, что сопло на этих режимах является саморегулирующимся.

Однако, как показали более поздние эксперименты на соплах турбин и опыты на соплах жидкостных ракетных двигателей, в действительности поток, текущий по сверхзвуковому соплу, продолжает расширяться, не отрываясь от стенок и до давлений, меньших, чем давление окружающей среды. Только после входа в атмосферу с повышенным давлением сверхзвуковой поток скачком или системой скачков переходит в дозвуковой поток с соответствующим изменением давления в нем. В этом проявляются особенности сверхзвукового течения, описанные в § 16.

Возможность работы двигателя на режиме перерасширения можно установить не только экспериментально, но и исходя из основных свойств сверхзвукового потока.

Представим себе мысленно следующий опыт. Газ из сопла вытекает в полость, где разрежение создается насосом. С уменьшением производительности насоса давление в полости за соплом будет увеличиваться. Однако изменение давления за соплом не может привести к изменению характера течения газа в сверхзвуковом сопле. Возмущение (увеличение давления) за соплом может распространяться по газу, текущему по соплу только со звуковой скоростью, а сам он движется со сверхзвуковой скоростью. Следовательно, повышение давления за соплом не сможет повлиять на течение газа.

Рассмотренный нами пример работы двигателя совершенно аналогичен изменению высоты, на которой работает двигатель. Он объясняет и то кажущееся на первый взгляд несколько странным явление, что давление в камере сгорания не зависит от давления в окружающей среде. Отметим только, что этот вывод действителен исключительно для звуковых и сверхзвуковых сопел.

Экспериментальные исследования работы сопла в условиях перерасширения показали, однако, что работа сопла на этом режиме возможна только до определенных минимальных давлений на срезе сопла. Считают, что при падении давления на срезе сопла до величины, меньшей, чем $0,4 \div 0,2$ от давления в окружающей среде, нормальный режим перерасширения нарушается, происходит отрыв потока от стенок сопла и часть сопла становится неработающей. Естественно, что все наши формулы, выведенные из условий, что работает все сопло, перестают быть с этого момента годными, так как становится неопределенным сечение сопла, в котором происходит отрыв потока.

§ 22. ТЕРМИЧЕСКИЙ К. П. Д. ЖРД С ПОСТОЯННЫМ СОПЛОМ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Потеря работы при нерасчетных режимах

Как было показано выше, двигатель может работать на нерасчетных режимах двух типов: на режиме недорасширения, когда давление на срезе сопла больше давления в окружающей среде, т. е. $p_3 > p_H$, и на режиме перерасширения, когда давление на срезе сопла меньше давления в окружающей среде, т. е. $p_3 < p_H$.

Работа двигателя на нерасчетных режимах иллюстрируется рисунками на фиг. 50, относящимися к работе двигателя при одних и тех же начальных условиях на входе в сопло.

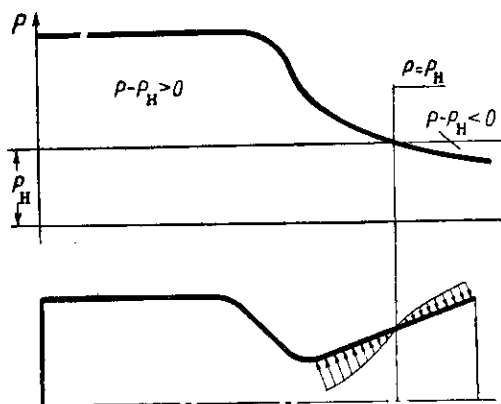
При недорасширении из-за малого выходного сечения сопла не используется возможность расширения продуктов сгорания от давления в камере до давления в атмосфере, и цикл, соответствующий данному случаю, получит вид, представленный на фиг. 50,б. При этом работа цикла при недорасширении будет меньше, чем она была бы при расширении до давления, равного давлению окружающей среды, на величину площади Zcd , которая и выражает собой потерю на недорасширение.

Ухудшится при этом и термический к. п. д. идеального цикла η_t , равный $\frac{AL_{ц}}{H_u}$.

При увеличении недорасширения, иапример при понижении давления окружающей среды до p_{H1} , работа цикла увеличится, но и потеря за счет недорасширения увеличится и будет определяться площадью $3c'd'$.

При этом термический к. п. д. идеального цикла η_t^{II} возрастет по сравнению с η_t^I , но будет меньше, чем он был бы при полном расширении до $p=p_H$.

Цикл при условиях перерасширения приведен на фиг. 50, в. Как видно из диаграммы этого цикла, в случае перерасширения возникает отрицательная работа цикла, выражаемая площадью $ee'3'd$, которая вычитается из положительной площади цикла $123'e'$. При этом работа цикла в случае перерасширения меньше работы цикла на расчетном режиме на величину площади $33'd$.



Фиг. 52. Влияние перерасширения на тягу двигателя.

Отрицательное влияние перерасширения на работу ракетного двигателя, приводящее к уменьшению удельной тяги, легко показать также следующим образом.

На фиг. 52 приведен график распределения разности внутреннего давления p и наружного (постоянного) давления p_H по длине сопла двигателя.

Как легко видеть, при возникновении режима перерасширения разность давлений за сечением, где $p=p_H$, становится отрицательной, т. е. дает составляющую, направленную против силы тяги. Это и приводит к уменьшению тяги и удельной тяги.

Термический к. п. д. идеального цикла, равный $\frac{AL_{ц}}{H_u}$, при этом будет меньше, чем он получился бы при расширении до давления в окружающей среде.

Так как работа цикла и при недорасширении и при перерасширении меньше, чем работа его на соответствующем расчетном режиме, то всегда наиболее выгодной будет работа двигателя на расчетном режиме.

При этом термический к. п. д., являющийся отношением $AL_{ц}$ к одной и той же для всех рассматриваемых случаев величине H_u ,

будет также иметь наибольшую величину при работе двигателя на соответствующем расчетном режиме. Поэтому для получения максимальной величины удельной тяги желательнее, чтобы двигатель всегда работал на расчетных режимах.

Изменение η_t двигателя с постоянным соплом при изменении ϵ

Раньше было показано, что при изменении высоты и при изменении расхода топлива происходит изменение степени возможного расширения ϵ без изменения степени расширения в сопле δ . Поэтому следует рассмотреть изменение η_t двигателя именно при этих условиях. С этой целью преобразуем формулу (IV. 24)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \delta^{\frac{k-1}{k}} \left[(k-1) \frac{\epsilon}{\delta} + 1 \right]$$

к следующему виду:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \delta^{\frac{k-1}{k}} - \delta^{-\frac{1}{k}} \frac{k-1}{k} \epsilon = A - B\epsilon, \quad (\text{IV. 28})$$

где

$$\left. \begin{aligned} A &= 1 - \frac{1}{k} \delta^{\frac{k-1}{k}}; \\ B &= \delta^{-\frac{1}{k}} \frac{k-1}{k}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV. 29})$$

Полученное соотношение свидетельствует о том, что зависимость η_t от ϵ для двигателя с постоянным соплом является линейной. Максимальное значение к. п. д. будет иметь место при $\epsilon \rightarrow 0$, т. е. на больших высотах. Это максимальное значение к. п. д. возрастает с уменьшением степени расширения в сопле. Однако уменьшение δ приводит к более резкой зависимости термического к. п. д. от величины ϵ , так как при этом возрастает значение коэффициента B . Такое сопло будет, очевидно, более чувствительным к изменению величины ϵ (высоты или расхода топлива).

В качестве примера влияния степени расширения сопла на зависимость термического к. п. д. от ϵ рассмотрим два случая: пусть сопло I имеет $\delta^I = 0,02$; сопло II имеет $\delta^{II} = 0,10$; соответствующие формулы для термического к. п. д. при $k=1,25$ примут вид

$$\eta_t^I = 0,635 - 4,5\epsilon;$$

$$\eta_t^{II} = 0,495 - 1,26\epsilon.$$

Значения η_t , вычисленные по этим формулам, приведены на графиках фиг. 53.

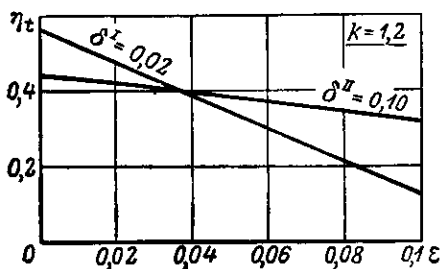
Из фиг. 53 мы видим, что линия $\eta_t = f(\varepsilon)$ сопла с $\delta = 0,02$ проходит более круто, чем η_t сопла с $\delta = 0,10$, т. е. сопло I, имеющее меньшую степень расширения, более чувствительно к изменению ε .

Выявленная здесь зависимость η_t от параметров работы двигателя свидетельствует о необходимости внимательного выбора степени расширения сопла, если параметры работы двигателя (расход, высота работы) будут переменными.

При этом сопла с малыми степенями расширения δ , т. е. с большим отношением $\frac{f_3}{f_{кр}}$, являются более чувствительными

к изменению условий работы двигателя и выбор размеров таких сопел в зависимости от условий работы следует производить наиболее тщательно.

Так как время работы на различных режимах по тяге и высоте зависит в основном от траектории полета того или иного реактивного аппарата, то выбор размеров постоянного сопла можно производить только для конкретного реактивного аппарата.



Фиг. 53. Зависимость термического к. п. д. η_t от степени возможного расширения ε и степени расширения в сопле δ .

§ 23. РЕГУЛИРОВАНИЕ СОПЛА ЖРД

Раньше было показано, что жидкостный ракетный двигатель легко попадает в нерасчетные условия работы, что приводит к ухудшению использования энергии в двигателе. В связи с этим возникает вопрос о способах регулирования сопла двигателя с целью сохранения при всех условиях его работы расчетного режима или, во всяком случае, обеспечения возможно большего приближения действительного режима сопла к расчетному.

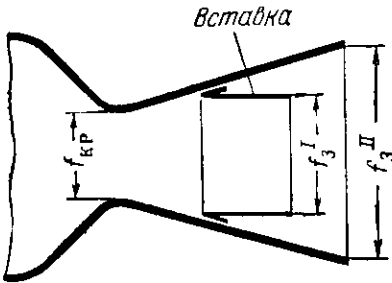
При изменении высоты и при изменении тяги двигателя путем изменения расхода топлива требуются различные способы регулирования сопла.

Регулирование сопла при изменении высоты

Если двигатель работает при постоянном расходе топлива, но на различных высотах, то регулированию подлежит только выходное сечение сопла, с целью сохранения на всех высотах давления на срезе сопла, равного давлению окружающей атмосферы. При этом с подъемом на высоту выходное сечение должно увеличиваться. Такая механизация сопла в ЖРД чрезвычайно затруднена, так как при высоких температурах стенок сопла трудно обеспечить работу подвижных механических деталей, которые можно было бы использовать для изменения выходного сечения.

Значительно проще выполнить сопло, имеющее две степени расширения, по схеме, приведенной на фиг. 54.

При работе на малых высотах поток газа выбрасывается через цилиндрическую вставку с площадью $f_3^I < f_3^{II}$, которая обеспечивает небольшой перепад давлений, соответствующий относительно высокому давлению в окружающей среде. По мере подъема на высоту двигатель со вставкой будет работать в условиях все возрастающего недорасширения, и когда, наконец, это недорасширение станет невыгодным, вставка выбрасывается и сопло начинает работать с использованием всего выходного сечения f_3^{II} .



Фиг. 54. Схема сопла со вставкой.

Высота, на которой необходимо выбросить вставку, легко может быть найдена, если воспользоваться графиком зависимости термического к. п. д. от высоты. При заданном давлении в камере увеличение высоты соответствует уменьшению ϵ . Высота выброса вставки определится той высотой, на которой происходит пересечение кривых изменения η_t для двигателей с двумя значениями δ^I и δ^{II} , соответствующими f_3^I и f_3^{II} .

Регулирование сопла при изменении тяги двигателя путем изменения расхода

Двигатели, работающие с переменной тягой на одной высоте полета, требуют другого способа регулирования. Первая задача регулирования таких двигателей состоит в том, чтобы поддерживать более или менее постоянным давление в камере, так как значительное понижение давления в ней приводит к ухудшению процесса сгорания и возможности возникновения неустойчивого режима сгорания и даже затуханию камеры.

Поэтому, если двигатель работает при переменном расходе топлива, то для поддержания постоянного давления в камере надо соответственно расходу изменять величину критического сечения. Изменение критического сечения можно производить при помощи профилированной иглы, перемещающейся в сопле вдоль оси двигателя (фиг. 55).

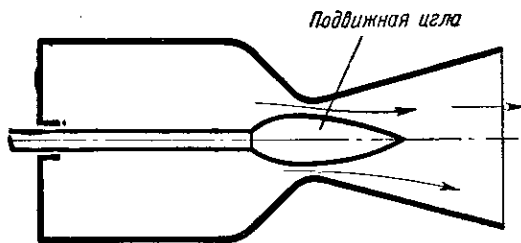
Если регулирующая игла не доходит до выходного сечения, то изменяется только величина критического сечения, а выходное сечение остается прежним, вследствие чего резкому колебанию подвержена степень уширения сопла. При работе двигателя на постоянной высоте это приводит к перерасширению в сопле.

Отсюда возникает вторая задача такого регулирования сопла двигателя, при котором одновременно с изменением критического сечения изменяется и выходное сечение. Они изменяются так, что уширение сопла остается постоянным.

Для одновременного изменения критического и выходного сечений сопла необходимо делать иглу большей длины, но и в этом случае профилированием ее трудно получить постоянное отношение $\frac{f_3}{f_{кр}}$.

Осуществить сопло с регулируемым критическим сечением оказалось очень сложно, так как много затруднений возникает из-за необходимости интенсивно охлаждать иглу и ее направляющие. При вводе иглы через головку камеры трудно осуществить надежное ее уплотнение.

Регулирование критического сечения сопла в настоящее время осуществляют, применяя многокамерные двигатели. Они имеют несколько камер сгорания, которые можно выключать, если надо уменьшить тягу и расход топлива. Во многих авиационных двигателях применяется двухкамерная конструкция. Известны также и четырехкамерные двигатели. Применение большего числа камер затрудняется вследствие значительного усложнения двигателя.



Фиг. 55. Схема регулирования площади критического сечения профилированной иглой.

Кроме того, при большом числе камер трудно осуществить надежную работу двигателя в момент включения или выключения камер.

§ 24. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖРД

Под характеристикой какой-либо машины подразумевается зависимость показателей ее работы от условий, в которых она работает. Обычно при этом меняется только один какой-либо параметр, а остальные величины, характеризующие условия работы машины, остаются постоянными.

Для ЖРД наиболее важными являются характеристики, показывающие зависимость тяги, удельной тяги, давления в камере от расхода топлива при постоянной высоте работы двигателя и от высоты при постоянном расходе.

Зависимость тяги и удельной тяги двигателя от расхода топлива при постоянной высоте работы его называется *расходной, или дроссельной, характеристикой*.

Зависимость тяги и удельной тяги двигателя от высоты при постоянном расходе называется *высотной характеристикой*.

Для идеального двигателя этим и исчерпывается перечень возможных характеристик, а на реальном двигателе можно снять и некоторые другие, например, зависимость указанных выше величин (P ; $P_{уд}$; p_2) от состава топлива, от типа головки и т. д.

Кроме того, вследствие затруднений, связанных с точным определением и поддержанием постоянного расхода при испытаниях двигателя, часто для расходной характеристики в качестве переменной величины принимают не расход, а пропорциональную ему величину давления в камере.

Расходная характеристика

Уравнение расходной (дроссельной) характеристики жидкостного ракетного двигателя можно получить из уравнения тяги, если считать, что скорость на срезе сопла не зависит от величины расхода. Такое предположение для идеального двигателя является вполне справедливым; в реальном двигателе скорость истечения может зависеть от расхода в основном за счет изменения давления в камере и связанных с изменением давления: качеством распыла, степенью диссоциации и другими менее существенными причинами.

При этом предположении формулу тяги (I. 9)

$$P = G \frac{w_3}{g} + f_3(p_3 - p_H) \quad (\text{IV. 30})$$

можно преобразовать, воспользовавшись тем, что

$$p_3 = \delta p_2 \text{ и } p_2 = \frac{G \sqrt{RT_2}}{f_{кр} A_n}.$$

Для данного сопла давление на срезе его пропорционально расходу газа

$$p_3 = \delta \frac{G \sqrt{RT_2}}{f_{кр} A_n}. \quad (\text{IV. 31})$$

Подставив (IV. 31) в (IV. 30) и объединив коэффициенты перед G , получим

$$P = G \left(\frac{w_3}{g} + \frac{f_3}{f_{кр}} \delta \sqrt{RT_2} \frac{1}{A_n} \right) - f_3 p_H. \quad (\text{IV. 32})$$

Величина, заключенная в скобки, не зависит от секундного расхода, так же как и произведение $f_3 p_H$, поэтому уравнение характеристики имеет вид

$$P = AG - B. \quad (\text{IV. 33})$$

Это уравнение является уравнением прямой линии, наклон которой к оси абсцисс определяется коэффициентом

$$A = \frac{w_3}{g} + \frac{f_3}{f_{кр}} \delta \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n} = \frac{w_3}{g} + f_3 B, \quad (\text{IV. 34})$$

где

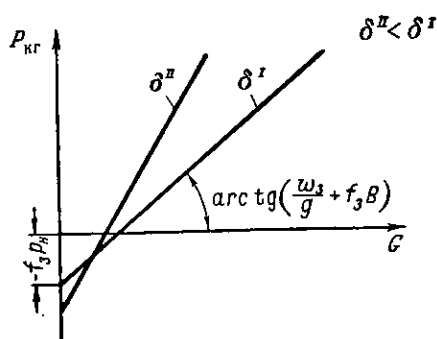
$$B = \frac{1}{f_{кр}} \delta \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n} = \text{const.}$$

Значение A тем больше, чем больше величина w_3 и отношение $\frac{f_3}{f_{кр}}$.

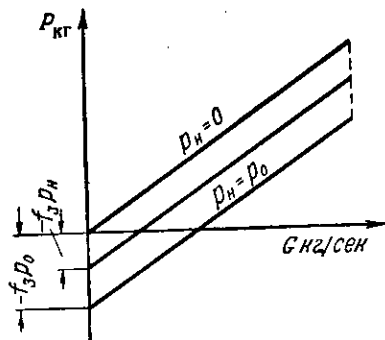
Эта линия пересекает ось $G=0$ на расстоянии $-f_3 p_H$ от начала координат (фиг. 56).

При изменении сопла, например при увеличении $\frac{f_3}{f_{кр}}$, возрастает величина w_3 , а также и $\frac{f_3}{f_{кр}} \delta$ так, что коэффициент A увеличивается и линия внешней характеристики проходит более круто, отрезая на оси $G=0$ больший отрезок $-f_3 p_H$.

Расходные характеристики двигателя с постоянным соплом на разных высотах будут представлять собой семейство параллельных прямых, отсекающих на оси $G=0$ отрицательный отрезок $-f_3 p_H$.



Фиг. 56. Расходные характеристики ЖРД с различными степенями расширения δ .



Фиг. 57. Расходные характеристики ЖРД, работающих на различных высотах.

Расходная характеристика двигателя, работающего в безвоздушном пространстве, пройдет через начало координат (фиг. 57).

Расходная характеристика двигателя, работающего на земле, отсечет на оси $G=0$ отрезок $-f_3 p_0$, где p_0 — давление атмосферы на земле.

Следует напомнить, что расчетная формула, лежащая в основе уравнения характеристики, справедлива в некоторых пределах, так как при значительном уменьшении расхода, по сравнению с расходом на расчетном режиме двигателя, сопло станет работать в условиях, когда скачок войдет внутрь его и используемые формулы не будут справедливы.

Расходная характеристика, как было указано, может быть построена и по величине давления в камере.

Высотная характеристика

Высотная характеристика описывается уравнением силы тяги, в котором давление в окружающей среде p_H будет переменным, а следовательно, и тяга двигателя станет переменной по высоте.

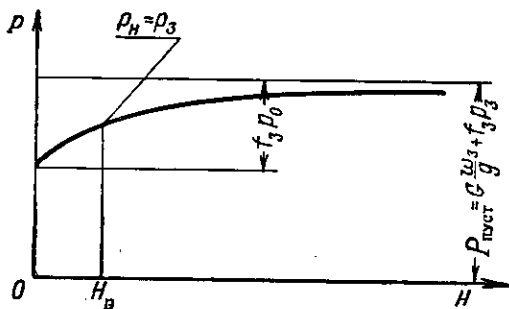
Так как изменение внешних условий не влияет на сверхзвуковой поток, то скорость истечения w_3 остается неизменной и в уравнении силы тяги

$$P = G \frac{w_3}{g} + f_3(p_3 - p_H) \quad (\text{IV. 35})$$

единственной переменной будет величина p_H .

Уравнение (IV. 35) и есть уравнение высотной характеристики.

Высотная характеристика ЖРД с постоянным соплом показана на фиг. 58.



Фиг. 58. Высотная характеристика ЖРД с постоянным соплом.

На больших высотах тяга (и удельная тяга) стремится к своему пределу — тяге в пустоте $P_{пуст}$, которая получается, если в формуле (IV. 35) принять $p_H = 0$

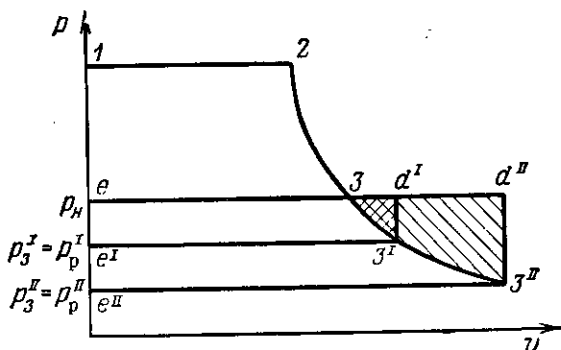
$$P_{пуст} = G \frac{w_3}{g} + f_3 p_3. \quad (\text{IV. 36})$$

На меньших высотах тяга уменьшается за счет уменьшения статической составляющей, которая может стать отрицательной, если расчетная высота больше нуля.

Разность между тягой на земле и тягой в пустоте определяется величиной $f_3 p_0$. Эта разница будет тем большей, чем больше выходное сечение сопла, т. е. больше у двигателей, имеющих меньшее δ при всех остальных одинаковых условиях. Численно величина изменения тяги от земли до пустоты составляет от 10 до 20% тяги на земле.

Интересно проследить, как расположатся высотные характеристики двух двигателей, отличающихся только различными степенями расширения δ . Если сравнить два таких двигателя, из которых второй имеет меньшую степень расширения, чем первый, то в уравнении силы тяги изменится при всех прочих неизменных параметрах величина скорости истечения: она будет больше во втором двигателе. Одновременно будет большим и выходное сечение. Вследствие этого на расчетной высоте и на высотах, больших расчетной, тяга у второго двигателя будет больше, чем у первого.

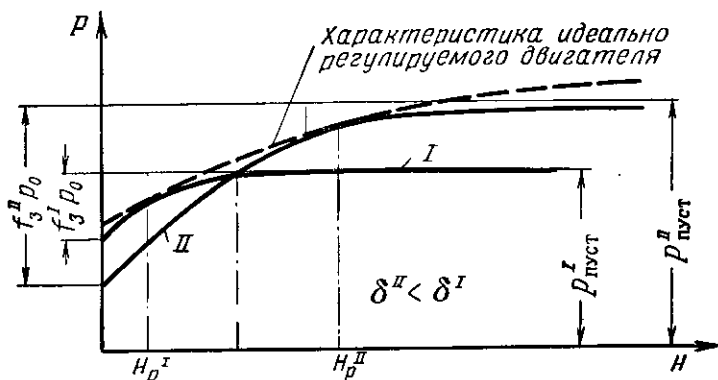
Однако уравнение характеристики не позволяет сделать заключение, как будут протекать ветви высотных характеристик этих двигателей на высотах, меньших расчетных, так как не известно, будет ли компенсироваться возрастание отрицательной статической составляющей силы тяги второго двигателя увеличением кинетической составляющей ее.



Фиг. 59. Потеря работы цикла для двух ЖРД с различными степенями расширения в соплах δ .

Для решения этого вопроса рассмотрим фиг. 59, на которой изображены идеальные циклы этих двигателей.

На фигуре видно, что второй двигатель на высотах, меньших расчетной, будет иметь большую потерю работы за счет перерас-



Фиг. 60. Высотные характеристики двух ЖРД с различными степенями расширения в соплах δ .

ширения (для второго двигателя она определяется площадью $33^{II}d^{II}$; для первого $33^{I}d^{I}$). Этот же результат легко можно получить, рассмотрев фигуру, на которой приведено изменение η : от величины ϵ (см. фиг. 53). Таким образом, тяга второго двигателя на земле будет меньше, чем тяга первого двигателя.

В соответствии с приведенными выше рассуждениями характеристики этих двигателей пройдут так, как изображено на фиг. 60.

На расчетных высотах оба двигателя будут обладать наиболее высокой удельной тягой, соответствующей их расчетным режимам. Через эти точки пройдет высотная характеристика идеально регулируемого двигателя, в котором сопло изменяется так, что давление на срезе сопла все время остается равным давлению в окружающей среде.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ И ЗАДАЧИ

1. Что такое термодинамический цикл?
 2. Из каких процессов состоит идеальный цикл?
 3. Каковы особенности сжатия топлива в ЖРД?
 4. Объясните, как протекал бы процесс расширения в ЖРД в случае полного сгорания?
 5. Каково соотношение между работой цикла при наличии и при отсутствии рекомбинации?
 6. Напишите формулу, связывающую удельную тягу с работой цикла, и объясните ее.
 7. На какие части следует разделить потери в процессе сгорания. Как они учитываются?
 8. Какие потери учитывает коэффициент сопла η_c ?
 9. Какова связь между соответственным энергетическим и импульсным коэффициентами?
 10. Как изменяется удельная тяга двигателя с постоянным соплом при изменении высоты, на которой работает двигатель? Чему равна тяга двигателя в пустоте?
 11. Как изменяется работа двигателя с постоянным соплом при изменении расхода топлива.
 12. В каких случаях надо регулировать сопло изменением величины выходного сечения?
 13. В каких случаях надо регулировать сопло изменением величины критического сечения? Как реально выполняется такое регулирование?
 14. Что называется расходной характеристикой двигателя?
 15. Что называется высотной характеристикой двигателя?
 16. Как располагаются расходные характеристики двух двигателей, имеющих различные степени расширения в сопле?
 17. Как располагаются высотные характеристики двух двигателей, имеющих различные степени расширения в сопле?
-

Глава V

ТОПЛИВА ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 25. ТРЕБОВАНИЯ К ТОПЛИВАМ

Топливом называется совокупность двух веществ: *горючего и окислителя*, используемых в ЖРД для создания силы тяги.

К топливам, используемым для работы ЖРД, можно предъявить очень много, часто взаимоисключающих требований.

По смыслу их можно разбить на следующие группы:

1. Основные требования, предъявляемые к топливам ЖРД.
2. Конструктивные требования.
3. Эксплуатационные требования.

Основные требования к топливам

Эти требования к топливам относятся к величине запаса энергии, которым оно обладает, а также к термодинамическим свойствам продуктов сгорания топлива.

Первое из основных требований, предъявляемых к топливу ЖРД, состоит в том, что весовая единица топлива должна обладать возможно большим запасом энергии. Большой запас энергии в топливе позволяет получить более высокую удельную тягу ЖРД. Повышение удельной тяги является наиболее существенной мерой, позволяющей увеличить дальность полета ракет при данном совершенстве конструктивного выполнения ее.

Запас энергии топлива определяется двумя составляющими: *тепловой энергией*, которой обладают компоненты топлива, и *химической энергией*.

Количественно запас энергии в топливе определяется величиной полного теплосодержания. Основной составляющей полного теплосодержания топлива является химическая энергия.

Химическая энергия топлива определяется также теплотворной способностью его H_u .

В обычных теплотехнических установках, где в качестве окислителя используется воздух, забираемый из атмосферы, запас химической энергии (или теплотворная способность) условно относится только к весу горючего.

В ЖРД и горючее, и окислитель представляют одинаковую ценность, так как оба размещаются на борту реактивного аппара-

та. Поэтому запас химической энергии в ракетных топливах относят к весу всего топлива.

Второе основное требование к топливу заключается в том, что удельный вес компонентов, а значит и всего топлива, должен быть возможно большим.

При повышении удельного веса компонентов уменьшается объем запаса горючего и окислителя данного веса. Это приводит не только к уменьшению объема и веса баков и веса средств подачи топлива в двигатель, но и к уменьшению всех размеров ракеты. Последнее значительно уменьшает (при данной степени конструктивного совершенства ракеты) соотношение между весами конструкции и топлива (μ_k), что улучшает свойства ракеты, т. е. использование жидкостного ракетного двигателя. С указанной точки зрения весьма важным параметром является теплотворная способность топлива, приходящаяся на литр объема; она определяется произведением $H_u \gamma_T$, где γ_T — удельный вес топлива. Эта величина иногда называется теплоплотностью¹.

Третье основное требование к топливу заключается в том, что продукты сгорания его должны иметь возможно меньший молекулярный вес.

Раскроем смысл этого требования. Температуру в камере сгорания ЖРД можно выразить так:

$$T_2 = \frac{H_u}{c_p}.$$

Как легко видеть, при одинаковой теплотворной способности топлива H_u , т. е. при одинаковом запасе энергии в нем, температура в камере сгорания будет тем меньше, чем больше теплоемкость продуктов сгорания, выраженная в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$. Низкие температуры в камере очень облегчают выполнение надежной конструкции двигателя.

Из гл. II нам известно, что теплоемкость продуктов сгорания, отнесенная к 1 граммолю, меняется в довольно узких пределах.

Для перевода теплоемкости продуктов сгорания из $\text{ккал/граммоль}^\circ\text{C}$ в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ служит простое соотношение, аналогичное (II. 21)

$$c_p \text{ ккал/кг}^\circ\text{C} = c_p \text{ ккал/граммоль}^\circ\text{C} \frac{1000}{\mu}.$$

Отсюда видно, что уменьшение молекулярного веса продуктов сгорания будет приводить к увеличению весовой теплоемкости и к уменьшению температуры сгорания. Следовательно, для получения низких температур в камере при большом запасе энергии продукты сгорания должны иметь возможно меньший молекулярный вес. Заметим также, что газовая постоянная R связана с молекулярным весом соотношением

$$R = \frac{848}{\mu}, \quad (\text{V. 1})$$

¹ Г. Ф. Кнорре, Топочные процессы, Госэнергоиздат, 1951.

поэтому величина газовой постоянной будет тем больше, чем меньше молекулярный вес продуктов сгорания. Таким образом, можно сказать, что продукты сгорания должны обладать возможно большей газовой постоянной.

Иногда это требование формулируют по-другому. Для продуктов сгорания уравнение состояния имеет вид

$$pv = RT,$$

или

$$v = \frac{T}{p} R \quad (V. 2)$$

т. е. мы видим, что при неизменных давлении p и температуре T величина удельного объема продуктов сгорания v пропорциональна газовой постоянной R .

Величина удельного объема v продуктов сгорания топлива при нормальных условиях называется *газообразованием* и обозначается V_r . Чем больше газовая постоянная, тем, видимо, больше газообразование.

Поэтому третье основное требование часто формулируют и как требование возможно большего газообразования.

Наконец, четвертое основное требование к топливам ракетных двигателей относится к их физическому состоянию в камере сгорания и сопле двигателя.

Процесс расширения, приводящий к быстрому превращению тепловой энергии в механическую работу, совершается только в газообразных телах.

Использование тепловой энергии жидких и твердых веществ и превращение ее в работу расширения возможно только путем отдачи этой энергии расширяющемуся газу. Однако процессы теплообмена, необходимые при таком использовании тепловой энергии, протекают значительно более медленно. Поэтому наилучшее физическое состояние продуктов сгорания в камере сгорания и в сопле — газообразное. Во всяком случае, хотя бы часть продуктов сгорания в двигателе должна находиться в газообразном состоянии.

Таким образом, четвертое основное требование к ракетным топливам состоит в том, что продукты сгорания их должны иметь возможно более низкую температуру испарения.

Конструктивные требования к топливам

Кроме перечисленных выше основных требований, к компонентам ЖРД предъявляется ряд условий, необходимых для упрощения конструкции и достижения надежной работы двигателя. Перечислим важнейшие из этих требований.

1. Требования, вытекающие из условий охлаждения двигателя.

Для того, чтобы осуществить надежное охлаждение двигателя, по крайней мере один из компонентов топлива должен иметь следующие свойства:

- а) высокую температуру кипения $t_{\text{кип}} \text{ } ^\circ\text{C}$;
- б) большую величину теплоемкости $c \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}$.

При выполнении этих условий увеличивается количество тепла, которое до начала кипения может воспринять один килограмм компонента. Это количество тепла называется *тепловосприимчивостью жидкости* и равно $s(t_{\text{кип}} - t_0)$, где t_0 — температура входа компонента в охлаждающую рубашку двигателя.

Кроме того, компонент, используемый для охлаждения, не должен при перегреве разлагаться или давать нагар, так как в противном случае ухудшаются условия отвода тепла к жидкости и может произойти прогар стенки камеры и сопла.

2. Требования, вытекающие из условий подачи компонентов в камеру и из условий смесеобразования:

а) вязкость компонентов должна быть возможно меньшей, так как при этом уменьшается гидравлическое сопротивление системы подачи и затрата энергии на осуществление подачи;

б) изменение вязкости компонентов с температурой должно быть минимальным и по возможности одинаковым для обоих компонентов.

При выполнении этого требования облегчаются условия работы системы подачи двигателя и обеспечивается сохранение режима двигателя при различных температурных условиях;

в) объемные расходы обоих компонентов должны быть по возможности близки друг к другу. Этим облегчается создание головки двигателя.

3. Требования, вытекающие из условий воспламенения и сгорания.

Топлива ЖРД могут быть самовоспламеняющимися, т. е. воспламеняющимися при соприкосновении, и несамовоспламеняющимися, т. е. требующими постороннего источника зажигания.

Требования к ним несколько различны.

Для несамовоспламеняющихся топлив необходимы:

— малый период задержки воспламенения, т. е. малый период, протекающий от момента поджигания смеси до ее воспламенения;

— возможно более низкая температура воспламенения.

Для самовоспламеняющихся топлив:

— малый период задержки самовоспламенения, т. е. малый период времени, протекающего от момента соприкосновения жидких компонентов до их самовоспламенения.

Выполнение этого требования облегчает условия запуска двигателя, препятствуя накоплению в камере сгорания взрывоопасной, хорошо подготовленной к сгоранию смеси компонентов топлива.

Эксплуатационные требования к топливам

Условия эксплуатации ЖРД также предъявляют к компонентам топлива ряд требований.

Основные из этих требований перечислены ниже:

1. Химическая и физическая стойкость компонентов, позволяющая хранить их продолжительное время без особых предосторожностей.

2. Отсутствие опасности взрыва.
3. Отсутствие ядовитых свойств.
4. Слабое воздействие на конструктивные материалы.
5. Низкая температура застывания и высокая температура кипения.

Кроме того, компоненты топлива должны быть дешевы, их изготовление должно быть обеспечено широкой сырьевой и промышленной базой.

Как видно, к компонентам топлива предъявляются многочисленные и разнообразные требования. Создать такие компоненты, которые удовлетворяют сразу всем требованиям, в настоящее время еще не удалось, хотя в литературе проводился анализ почти всех элементов периодической системы Менделеева и их соединений, с точки зрения возможности использования в качестве горючих или окислителей ЖРД.

В современных ЖРД нашли применение исключительно углеводородные горючие, в которые входят в общем случае углерод, водород, азот и кислород и кислородные окислители. Кроме чистого кислорода, в качестве окислителей применяются жидкие при нормальной температуре вещества, в которых кислород связан посредством азота, а иногда также посредством водорода и углерода. Таким образом, при изучении топлив мы должны исходить из того, что в них входят четыре элемента: водород H, углерод C, кислород O и азот N.

§ 26. ТЕРМОХИМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЮЧЕГО, ОКИСЛИТЕЛЯ И ТОПЛИВА

Для расчета рабочего процесса жидкостного ракетного двигателя необходимо знать ряд величин, характеризующих топливо, поступающее в двигатель. К этим величинам относятся весовой состав топлива и запас химической и тепловой энергии его — так называемые *термохимические характеристики*.

Термохимические характеристики топлива в свою очередь определяются термохимическими характеристиками горючего и окислителя, поэтому расчет термохимических характеристик топлива надо начинать с расчета этих величин для горючего и окислителя.

Весовой состав горючего и окислителя

Состав горючего и окислителя мы будем определять в весовых долях данного элемента.

Обозначим через g_i — весовую долю i -го элемента в горючем или окислителе. Для конкретного элемента весовые доли будут обозначаться символом этого элемента с индексом, указывающим, в каком именно компоненте определяется содержание этого элемента; поэтому, например, H_r и H_o представляют собой соответственно весовую долю водорода в горючем и окислителе. Следует

отметить, что сумма весовых долей по всем элементам, имеющимся в компоненте, равна единице

$$\sum_i g_i = 1. \quad (V.3)$$

Это соотношение следует использовать при проверке расчетов.

При определении весового состава горючего и окислителя нужно различать два случая.

Если горючее или окислитель являются индивидуальным химическим веществом, то для расчета весовых долей соответствующих элементов в данном соединении используется формула

$$g_i = \frac{A_i z_i}{\sum_i A_i z_i} = \frac{A_i z_i}{\mu}, \quad (V.4)$$

где g_i — весовая доля i -того элемента;
 A_i — атомный вес i -того элемента;
 z_i — число атомов i -того элемента в молекуле индивидуального химического вещества;
 $\mu = \sum_i A_i z_i$ — молекулярный вес данного соединения.

Если данное горючее или окислитель представляют собой смесь различных индивидуальных химических веществ, то их элементарный весовой состав может быть вычислен или по условной химической формуле, приводимой иногда для многокомпонентных смесей, состоящих из большого числа индивидуальных веществ (например, керосин), по уже приведенному соотношению (V.4) или по весовой доле данного индивидуального вещества, входящего в состав горючего или окислителя.

В последнем случае расчет ведется по формуле

$$g_i = \sum_k g_{ik} g_k, \quad (V.5)$$

где g_i — весовая доля i -того элемента в горючем или окислителе;
 g_k — весовая доля k -того компонента (индивидуального химического вещества) в горючем или окислителе;
 g_{ik} — весовая доля i -того элемента в k -том компоненте; она рассчитывается по формуле (V.4).

Пример 1. Рассчитать элементарный состав горючего, состоящего из 60% триметиламина $(CH_3)_3N$ и 40% ксилидина $(CH_3)_2C_6H_5NH_2$.

Решение:

По формуле (V.4) находим весовой состав триметиламина и ксилидина. Для триметиламина

$$\mu = \sum_i A_i z_i = 12 \times 3 + 1 \times 9 + 14 \times 1 = 59.$$

По формуле (V.4) весовые доли C, H и N триметиламина соответственно равны

$$C = \frac{12 \times 3}{59} = 0,610;$$

$$H = \frac{9 \times 1}{59} = 0,153;$$

$$N = \frac{14 \times 1}{59} = 0,237.$$

Для ксиллина

$$\mu = \sum_i A_i z_i = 12 \times 8 + 1 \times 11 + 14 \times 1 = 121.$$

По формуле (V.4) определяем весовые доли элементов в ксиллине

$$C = \frac{12 \times 8}{121} = 0,793; \quad H = \frac{1 \times 11}{121} = 0,091;$$

$$N = \frac{14 \times 1}{121} = 0,116.$$

Зная весовые доли элементов каждого из составляющих компонентов и зная долю каждого компонента g_k находим по формуле (V.5)

$$C_r = 0,6 \cdot 0,61 + 0,4 \cdot 0,793 = 0,683;$$

$$H_r = 0,6 \cdot 0,153 + 0,4 \cdot 0,091 = 0,128;$$

$$N_r = 0,6 \cdot 0,237 + 0,4 \cdot 0,116 = 0,189.$$

Проверка. Проверку проводим по формуле (V.3). В применении к нашему горючему эта формула имеет вид

$$C_r + H_r + N_r = 1.$$

После подстановки

$$\sum g_i = 0,683 + 0,128 + 0,189 = 1,000.$$

Состав горючего определен правильно.

В некоторых горючих и окислителях возможно присутствие в качестве балласта каких-либо дополнительных веществ, чаще всего воды (например вода добавляется в азотную кислоту, перекись водорода или спирт). Для всех последующих расчетов целесообразно сразу учитывать элементы, входящие в балласт, внося их в весовые доли соответствующих компонентов. При обычных расчетах незначительным содержанием в топливе каких-либо элементов, кроме основных (например, железом или серой в различных азотнокислотных окислителях, медью в горючем для двигателя на основе перекиси водорода и т. д.), пренебрегают.

Пример 2. Рассчитать состав окислителя, состоящего из 96%-ной HNO_3 и 4% воды.

Определяем весовой состав HNO_3 по формуле (V.4)

$$\mu_{HNO_3} = \sum A_i z_i = 1 \cdot 1 + 14 \cdot 1 + 16 \cdot 3 = 63.$$

$$H = \frac{1}{63} = 0,016;$$

$$O = \frac{16 \cdot 3}{63} = 0,762;$$

$$N = \frac{14 \cdot 1}{63} = 0,222.$$

Определяем весовой состав воды по формуле (V.4)

$$\mu_{H_2O} = \sum A_i z_i = 1 \cdot 2 + 16 \cdot 1 = 18;$$

$$H = \frac{2}{18} = 0,111;$$

$$O = \frac{16}{18} = 0,889.$$

Определяем весовой состав окислителя по формуле (V.5)

$$H_o = 0,96 \cdot 0,016 + 0,04 \cdot 0,11 = 0,020;$$

$$O_o = 0,96 \cdot 0,762 + 0,04 \cdot 0,889 = 0,767;$$

$$N_o = 0,96 \cdot 0,222 = 0,213.$$

Проверка. Формула (V.3) для проверки в применении к данному окислителю имеет вид

$$H_o + O_o + N_o = 0,020 + 0,767 + 0,213 = 1,000.$$

Состав окислителя определен правильно.

Теоретически необходимое количество окислителя

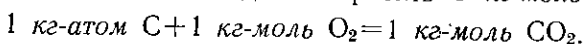
По известному весовому составу горючего и окислителя можно вычислить наименьшее количество окислителя, необходимое для полного окисления одного килограмма горючего. Эта величина называется *теоретически необходимым количеством окислителя* и обозначается γ_o . Для освоения методики расчета этой величины рассмотрим реакции полного окисления горючих элементов.

Реакция окисления углерода запишется в виде

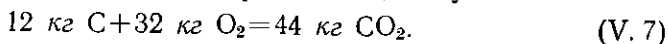


Запишем теперь количественные соотношения, определяющие данную реакцию.

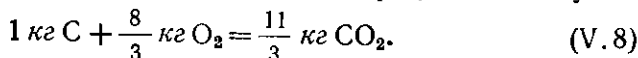
Непосредственно из записи реакции можно установить, что для окисления 1 кг-атома углерода в продукт полного сгорания — углекислый газ CO_2 — необходимо затратить 1 кг-моль кислорода.



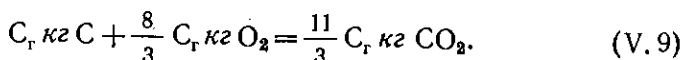
Переходя к весовым единицам и учитывая, что 1 кг-атом углерода весит 12 кг, а кг-моль кислорода 32 кг, получим



Рассчитаем теперь весовые соотношения между элементами, если в реакцию вступает не 12 кг углерода, а 1 кг. Для этого мы должны разделить уравнение (V.7) на 12. В результате получим

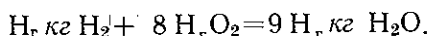
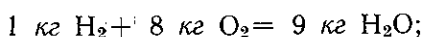
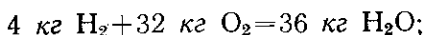
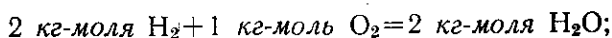


Так как в горючем находится не один килограмм углерода, а C_r кг его, то для 1 кг горючего уравнение сгорания углерода примет вид



Следовательно, на сгорание C_r килограмм углерода, находящегося в 1 кг горючего, потребуется $\frac{8}{3} C_r$ килограмм кислорода.

Аналогично можно записать и реакцию полного окисления другого топливного элемента — водорода



Отсюда следует, что для полного окисления H_r килограмм водорода необходимо $8 H_r$ килограмм кислорода.

При подсчете количества кислорода, необходимого для полного окисления 1 кг горючего, состоящего из углерода, водорода, азота и кислорода, следует учесть также кислород, входящий в само горючее, и иметь в виду, что азот вовсе не вступает в реакцию окисления. Тогда к 1 кг горючего из окислителя необходимо подвести следующее количество килограмм кислорода:

$$\frac{8}{3} C_r + 8 H_r - O_r. \quad (V. 11)$$

Подсчитаем теперь количество кислорода в окислителе, которое может быть использовано для сжигания горючего. Для общности учтем в составе окислителя, кроме кислорода, также водород, азот и углерод, что очень часто имеет место в действительности.

Количество кислорода определяется весовой долей кислорода в окислителе O_o , но из нее надо вычесть количество кислорода, потребное для окисления водорода и углерода, входящего в окислитель. Это количество кислорода определяется так же, как и количество кислорода, необходимое для окисления углерода и водорода в горючем. Так количество кислорода, необходимое для окисления углерода окислителя, составит

$$\frac{8}{3} C_o,$$

а для окисления водорода окислителя:

$$8 H_o.$$

Таким образом, количество свободного кислорода в одном килограмме окислителя составит:

$$O_o - \frac{8}{3} C_o - 8 H_o. \quad (V. 12)$$

Определим далее наименьшее количество килограмм окислителя, необходимое для полного окисления 1 кг горючего, т. е. величину γ_o .

Так как для окисления 1 кг горючего необходимо $\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r$ — O_r кг кислорода, а в одном килограмме окислителя имеется $O_o - \frac{8}{3} C_o - 8H_o$ килограмм свободного кислорода, то для полного окисления 1 кг горючего необходимо

$$\frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \frac{8}{3} C_o - 8H_o}$$

килограмм окислителя¹.

Это и есть *теоретически необходимое количество окислителя* ν_o .

Таким образом,

$$\nu_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \frac{8}{3} C_o - 8H_o} \quad (V. 13)$$

Пример 3. Определить теоретически необходимое количество окислителя 96%-ной азотной кислоты (96% $HNO_3 + 4\% H_2O$) для сжигания в ней керосина состава $C_r = 0,86$; $H_r = 0,13$; $O_r = 0,01$.

Состав окислителя берем из примера 2.

$$H_o = 0,020; O_o = 0,767; N_o = 0,213.$$

Теоретически необходимое количество окислителя составит

$$\nu_o = \frac{\frac{8}{3} 0,86 + 8 \cdot 0,13 - 0,01}{0,767 - 8 \cdot 0,020} = \frac{3,23}{0,607} = 5,45.$$

Таким образом, для полного сгорания 1 кг керосина необходимо 5,45 кг 96%-ной азотной кислоты.

Коэффициент избытка окислителя

При работе ЖРД не всегда сохраняется точное соответствие количества окислителя количеству поступающего горючего. На каждый килограмм поступающего горючего может поступить окислителя больше или меньше, чем теоретически необходимо для его сжигания. В этих случаях говорят, что двигатель работает с *избытком* или *недостатком* окислителя.

Топливо, в котором имеет место теоретическое соотношение между горючим и окислителем, называют *стехиометрическим топливом*.

Топливо, в котором имеет место избыток горючего, называется *богатым*, а где имеется недостаток горючего и избыток окислителя — *бедным*.

¹ А. П. Ваничев и Г. Ф. Кнорре, *Обобщенные расчетные формулы газового анализа*, Изд. ВНТ, 1946.

Обозначим через ν действительное отношение окислителя к горючему в топливе. Его можно выразить, как отношение расходов:

$$\nu = \frac{G_o}{G_r}, \quad (V. 14)$$

где G_o — расход окислителя в кг/сек;
 G_r — расход горючего в кг/сек.

Используя выражение (V. 14) для действительного отношения расходов окислителя и горючего, можно определить секундный расход каждого из компонентов, если задан только общий расход G

$$G = G_d + G_o = G_r + \nu G_r,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} G_r &= \frac{G}{1+\nu}; \\ G_o &= \frac{\nu}{1+\nu} G. \end{aligned} \right\} \quad (V. 14')$$

Если разделить действительное отношение компонентов ν на теоретически необходимое ν_o , то величина $\frac{\nu}{\nu_o}$ будет характеризовать избыток или недостаток кислорода в топливе.

Так, например, если действительное отношение компонентов $\nu = 4$, а теоретически необходимое $\nu_o = 6$, то это значит, что $\frac{\nu}{\nu_o} < 1$ и мы имеем недостаток окислителя или избыток горючего — богатое топливо.

Рассуждая аналогично, можно показать, что при $\frac{\nu}{\nu_o} > 1$ мы имеем избыток окислителя — бедное топливо, а при $\frac{\nu}{\nu_o} = 1$ имеем как раз теоретически необходимое количество окислителя, т. е. стехиометрическое топливо.

Отношение $\frac{\nu}{\nu_o}$ обозначается через α и называется *коэффициентом избытка окислителя*.

$$\alpha = \frac{\nu}{\nu_o}. \quad (V. 15)$$

Следует отметить, что, как правило, ракетные двигатели работают на топливах с $\alpha < 1$, т. е. на богатых топливах.

Пример 4. Определить коэффициент избытка окислителя для топлива 96%-ная азотная кислота и керосин, если расход азотной кислоты $G_o = 12,4$ кг/сек, а расход керосина $G_r = 2,6$ кг/сек.

Теоретически необходимое количество окислителя для этой смеси равно (см. пример 3) $\nu_o = 5,45$.

Находим действительное соотношение компонентов. По формуле (V. 14)

$$\nu = \frac{G_o}{G_r} = \frac{12,6}{2,6} = 4,8.$$

Коэффициент избытка окислителя α равен

$$\alpha = \frac{\nu}{\nu_0} = \frac{4,8}{5,45} = 0,88.$$

Таким образом, в данном топливе имеется избыток горючего (богатое топливо).

Весовой состав топлива

Зная состав горючего, окислителя и действительное весовое соотношение компонентов $\nu = \alpha \nu_0$, легко вычислить весовой состав топлива. Для этого служит следующая формула:

$$g_{i\tau} = \frac{g_{i\gamma} + \alpha \nu_0 g_{i0}}{1 + \alpha \nu_0} = \frac{g_{i\gamma} + \nu g_{i0}}{1 + \nu}, \quad (V. 16)$$

где $g_{i\tau}$ — весовая доля i -того элемента в топливе;
 $g_{i\gamma}$, g_{i0} — весовые доли i -того элемента в горючем и окислителе;
 $1 + \alpha \nu_0$ — количество кг топлива, приходящегося на 1 кг горючего.

Таким образом, в 1 кг топлива будут входить следующие количества углерода, водорода, кислорода и азота:

$$\left. \begin{aligned} C_{\tau} &= \frac{C_{\gamma} + \nu C_0}{1 + \nu}; & H_{\tau} &= \frac{H_{\gamma} + \nu H_0}{1 + \nu}; \\ O_{\tau} &= \frac{O_{\gamma} + \nu O_0}{1 + \nu}; & N_{\tau} &= \frac{N_{\gamma} + \nu N_0}{1 + \nu}. \end{aligned} \right\} \quad (V. 17)$$

Следовательно, для определения состава топлива необходимо знать состав горючего, окислителя и коэффициент избытка окислителя α или действительное соотношение компонентов в смеси ν .

Пример 5. Определить состав топлива: окислитель — 96%-ная азотная кислота (96% HNO_3 + 4% H_2O), горючее — керосин (состав см. пример 3). Коэффициент избытка окислителя $\alpha = 0,8$.

Находим действительное отношение окислителя к горючему ν (ν_0 берем из примера 3)

$$\nu = \alpha \nu_0 = 0,8 \cdot 5,45 = 4,36.$$

По формулам (V. 17) находим состав топлива (состав окислителя берем из примера 3)

$$\begin{aligned} C_{\tau} &= \frac{C_{\gamma} + \nu C_0}{1 + \nu} = \frac{0,86}{5,36} = 0,161; \\ H_{\tau} &= \frac{H_{\gamma} + \nu H_0}{1 + \nu} = \frac{0,13 + 4,36 \cdot 0,02}{5,36} = 0,039; \\ O_{\tau} &= \frac{O_{\gamma} + \nu O_0}{1 + \nu} = \frac{0,01 + 4,36 \cdot 0,767}{5,36} = 0,626; \\ N_{\tau} &= \frac{N_{\gamma} + \nu N_0}{1 + \nu} = \frac{4,36 \cdot 0,213}{5,36} = 0,174. \end{aligned}$$

Проверка. Для проверки используем уравнение $\sum g_i = 1$. В нашем примере $C_{\tau} + H_{\tau} + O_{\tau} + N_{\tau} = 0,161 + 0,039 + 0,626 + 0,174 = 1,000$.

Таким образом, состав топлива определен правильно.

§ 27. ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ТОПЛИВА

Для оценки запаса энергии в рабочем теле ЖРД мы будем использовать величину полного теплосодержания. Оно включает в себя тепловую энергию, оцениваемую величиной физического теплосодержания $\int_{T_0}^T c_p dT$, и химическую энергию.

Физическое теплосодержание топлива

Физическое теплосодержание представляет собой то количество тепла, которое затрачивается на нагрев данного (химически неизменного) вещества от выбранной начальной температуры T_0 до той температуры T , при которой оно используется в двигателе. В простейшем случае при постоянной теплоемкости вещества $c_p = \text{const}$ физическое теплосодержание I можно записать в виде

$$I = c_p(T - T_0). \quad (\text{V. 18})$$

Это отношение указывает, что:

- 1) численная величина физического теплосодержания данного вещества зависит от выбранной начальной температуры;
- 2) с увеличением температуры T физическое теплосодержание увеличивается;
- 3) физическое теплосодержание может быть отрицательным, если температура вещества ниже выбранной начальной температуры T_0 .

Для жидких и твердых веществ теплоемкость неизменяется при любых условиях нагрева и обозначается «с».

Химическая энергия и теплота образования

Химическая энергия вещества представляет собой энергию, которая выделяется или поглощается при образовании данного вещества из элементов, взятых в стандартном состоянии.

Стандартными состояниями элементов, используемых в топливах ЖРД, принимаются следующие состояния: углерод в форме твердого графита, кислород, водород и азот в виде молекулярных газов O_2 , H_2 и N_2 .

Так, например, для образования окиси азота NO по уравнению



необходимо затратить некоторую энергию.

Таким образом, можно сказать, что окись азота обладает некоторым запасом энергии по сравнению с простой механической смесью N_2 и O_2 , потраченной на ее образование. Эта энергия и есть химическая энергия.

Химическая энергия вещества может быть и отрицательной. Так, например, при образовании воды по уравнению



происходит выделение энергии. В данном случае (если учесть принятые нами значения химической энергии элементов) вода обладает меньшим запасом энергии, чем механическая смесь H_2 и O_2 , т. е. отрицательной химической энергией. Эта энергия выделилась при образовании воды.

В указанных выше примерах поглощение или выделение энергии происходит потому, что при перестройке молекул и атомов исходных веществ для получения молекулы данного вещества (NO или H_2O) увеличивается или уменьшается запас энергии в них.

Это изменение запаса энергии зависит только от строения исходных и конечных молекул, поэтому оно не зависит ни от давления, ни от температуры, при которых совершается необходимое для получения новой молекулы преобразование.

Величину химической энергии определяют исходя из экспериментально подсчитанной теплоты образования вещества.

Теплотой образования вещества называется действительная теплота, выделяющаяся или затрачиваемая на образование данного вещества из элементов, взятых в стандартном состоянии.

Теплота образования и химическая энергия не равны друг другу, но их величины связаны между собой.

Разница в величинах теплоты образования вещества и его химической энергии происходит от того, что в процессе образования вещества при любой температуре, отличной от абсолютного нуля, всегда происходит изменение физического теплосодержания. Последнее определяется тем, что благодаря различному строению, вещества, вступившие в реакцию, и вещества, получившиеся в результате ее, имеют различные значения теплоемкостей. Только при $T=0$ в процессе химической реакции не происходит изменение физического теплосодержания и теплота образования в точности равна химической энергии. Таким образом, химическая энергия равна теплоте образования вещества при абсолютном нуле.

Обычно теплота образования определяется при нормальных (стандартных) условиях (например при температуре $20^\circ C$ и давлении 1 атм).

В этом случае величина химической энергии отличается от теплоты образования вещества очень незначительно и, кроме того, путем соответствующего выбора температуры начала отсчета физических теплосодержаний формально можно свести эту разницу к нулю.

Таким образом, практически можно считать, что химическая энергия данного вещества равна теплоте образования его.

Знак теплоты образования и химической энергии мы будем определять исходя из следующего правила. Если система, вступившая в реакцию, потеряла тепло и, следовательно, на соответствующую величину уменьшился запас энергии в ней, то теплота образования, а также химическая энергия отрицательны. Таким образом, теплота образования и химическая энергия продуктов сгорания всегда отрицательны.

Теплота образования, а следовательно, и химическая энергия таких веществ, как OH , NO или атомарные газы, положительна, так как для образования их из стандартных газов в молекулярной форме необходимо затрачивать тепло.

Следует отметить, что в некоторой части литературы, особенно в химической, знак теплоты образования определяется как раз из противоположных соображений. Если на образование данного продукта тепло затрачивается, то теплота образования его считается отрицательной и, наоборот, если тепло выделяется, то теплота образования считается положительной. Поэтому при использовании справочных данных по теплотам образования необходимо обращать внимание на то, в каком смысле употребляется знак теплоты образования.

Величина теплоты образования обычно приводится в *ккал/граммоль*.

Система отсчета полных теплосодержаний

Численное значение величины полного теплосодержания зависит от принятой системы отсчета теплосодержания.

В литературе, посвященной расчетам ЖРД и вообще расчетам температур и состава продуктов сгорания, встречается большое число различных способов отсчета теплосодержаний.

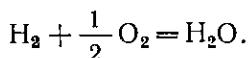
Системы отсчета полных теплосодержаний различаются по двум основным признакам:

1. Принимается различная начальная температура отсчета физических теплосодержаний T_0 .

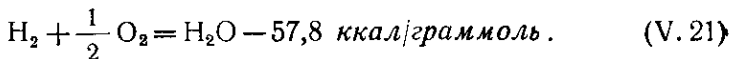
2. В разных системах условию химическую энергию относят к различным веществам. Ее можно относить или к горючим элементам, или к окислительным элементам, или к образовавшемуся веществу. Кроме того, химической энергии может быть, как мы уже говорили, присвоен различный знак.

Поясним сказанное примером.

Образование воды происходит по известному уравнению



При этом выделяется энергия, равная — 57,8 *ккал/граммоль*, и уравнение (V. 20) имеет вид



Выделившуюся энергию можно отнести к горючему элементу, т. е. водороду, и если мы дадим ей положительный знак, то получим так называемую теплотворную способность водорода¹. В этом случае химические энергии кислорода O_2 и воды H_2O будут равны нулю.

¹ Я. Б. Зельдович и А. И. Полярный, Расчеты тепловых процессов при высокой температуре, Изд. БНТ, 1947.

Точно так же выделившуюся энергию можно отнести к окислительному элементу — кислороду O_2 или к образовавшемуся веществу H_2O , считая химическую энергию соответствующих двух других компонентов равной нулю. Наиболее логично относить выделившуюся энергию к образовавшемуся веществу.

При проведении тепловых расчетов выбор той или иной системы теплосодержаний не является существенным. Необходимо только весь расчет проводить в одной системе отсчета полных теплосодержаний. В дальнейшем изложении мы будем использовать систему отсчета теплосодержаний, предложенную А. П. Ваничевым.

В этой системе химическая энергия, или теплота образования данного вещества, относится к образовавшемуся веществу.

За нуль отсчета принята температура $20^\circ C$, т. е. $293,16^\circ$ абс.

Таблица 2

Химическая энергия (теплота образования при $20^\circ C$ или $293,16^\circ$ абс.) горючих элементов, окислительных элементов и продуктов сгорания

Вещество	Состояние вещества	Химическая формула	Химическая энергия в ккал/грам-моль	Химическая энергия в ккал/кг
Углерод	Твердый графит	C	0	0
Водород	Газ	H_2	0	0
Кислород	Газ	O_2	0	0
Азот	Газ	N_2	0	0
Углекислый газ	Газ	CO_2	-94,05	-2140
Вода	Газ	H_2O	-57,73	-3210
Оксид углерода	Газ	CO	-26,42	-945
Гидроксильная группа	Газ	ОН	+10,06	+595
Оксид азота	Газ	NO	+21,60	+720
Атомарный водород	Газ	H	+52,12	+52120
Атомарный кислород	Газ	O	+59,18	+3700
Атомарный азот	Газ	N	+84,59	+6040

В связи с такими условиями при температуре $293,16^\circ$ абс. все вещества обладают только химической энергией. Элементы, взятые в стандартном состоянии, не обладают химической энергией. Так как их физическое теплосодержание равно нулю, то и полное теплосодержание элементов при этой температуре равно нулю.

Химические энергии продуктов, которые могут образоваться в камере сгорания (CO_2 ; H_2O ; CO ; OH ; NO ; H ; O ; N), равны теплотам образования этих веществ. При этом химическая энергия продуктов сгорания (CO_2 , H_2O и CO) отрицательна, а других газов положительна.

Величина химических энергий (теплот образования при 20°C или $293,16^\circ$ абс.) горючих и окислительных элементов и продуктов сгорания в принятой системе приведена в табл. 2.

Подсчет полных теплосодержаний горючего, окислителя и топлива

В соответствии со сказанным выше в данной системе отсчета полное теплосодержание горючего или окислителя (индивидуального химического вещества) складывается из:

1. Химической энергии, т. е. теплоты образования данного вещества из стандартных элементов.

2. Если температура, при которой данное вещество используется в двигателе, не совпадает с температурой, при которой дана его теплота образования, то в полное теплосодержание надо включить тепло, потребное для нагревания или охлаждения вещества от температуры образования до температуры, при которой это вещество применяется.

3. Если теплота образования относится не к тому агрегатному состоянию, в котором данное вещество применяется в двигателе, то необходимо учесть с соответствующим знаком теплоту перехода из одного агрегатного состояния в другое.

Расчет теплосодержания индивидуальных химических веществ производится в *ккал/граммоль*.

Так как в 1 кг вещества входит $\frac{1000}{\mu}$ граммелей его (где μ — молекулярный вес данного индивидуального химического вещества), то пересчет теплосодержания вещества, данного в *ккал/граммоль*, в *ккал/кг* производят по формуле

$$I_{\text{п}} \text{ ккал/кг} = I_{\text{п}} \text{ ккал/граммоль} \frac{1000}{\mu}. \quad (\text{V. 22})$$

Для пояснения сказанного выше рассмотрим несколько примеров.

Пример 6. Рассчитать полное теплосодержание азотной кислоты 100%-ной концентрации.

Теплота образования жидкой азотной кислоты при 20°C и 1 *ата* из газообразных элементов (H_2 , O_2 и N_2) в молекулярной форме, т. е. из стандартных элементов, составляет — 41,66 *ккал/граммоль*.

Так как в системе А. П. Ваничева химическая энергия элементов равна нулю, то полное теплосодержание жидкой азотной кислоты $I_{п\text{HNO}_3}$ составляется при 20°С только теплотой образования ее

$$[I_{п\text{HNO}_3}]_{ж}^{20^\circ\text{C}} = \Delta I_{обр} = -41,66 \text{ ккал/граммоль};$$

$$[I_{п\text{HNO}_3}]_{ж}^{20^\circ\text{C}} = -41,66 \frac{1000}{63} = -660 \text{ ккал/кг}.$$

Пример 7. Рассчитать полное теплосодержание жидкой воды при температуре 20°С.

Полное теплосодержание жидкой воды составляется из:

а) химического теплосодержания (теплоты образования) газообразной воды из элементов

$$\Delta I = I_{хим} = -57,73 \text{ ккал/граммоль};$$

б) теплоты перехода $\Delta I_{пер}$ из газообразного состояния в жидкое; при 1 ата и 20°С она равна $-10,57$ ккал/граммоль.

Таким образом, полное теплосодержание жидкой воды при 20°С составит

$$[I_{п\text{H}_2\text{O}}]_{ж}^{20^\circ\text{C}} = I_{хим} + \Delta I_{пер} = -57,73 - 10,57 = -68,30 \text{ ккал/граммоль}$$

или в ккал/кг

$$[I_{п\text{H}_2\text{O}}]_{ж}^{20^\circ\text{C}} = -68,30 \frac{1000}{18} = -3795 \text{ ккал/кг}.$$

Пример 8. Рассчитать полное теплосодержание жидкого кислорода при температуре кипения (90° абс.).

Полное теплосодержание жидкого кислорода в соответствии со сказанным выше будет составлять из:

1) Количества тепла, которое надо отвести от газообразного кислорода, чтобы охладить его при постоянном давлении от температуры 293° абс. до 90° абс.

Оно равно

$$\Delta I_{охл} = c_p (90 - 293),$$

где c_p — теплоемкость газообразного кислорода. Для двухатомных газов при низких температурах теплоемкость c_p равна (см. § 9)

$$c_p = \frac{7}{2} AR = \frac{7}{2} 1,986 \approx 7 \text{ ккал/кгмоль}.$$

Теплоемкость, отнесенная к граммолу, будет, очевидно, в тысячу раз меньше

$$c_p = 0,007 \text{ ккал/граммоль}.$$

Тогда

$$\Delta I_{охл} = 0,007 (90 - 293) = -1,42 \text{ ккал/граммоль}.$$

Знак минус означает, что тепло от кислорода отводится.

2) Теплоты перехода газообразного кислорода в жидкое состояние. Она равна при температуре 90° абс. и атмосферном давлении $-1,63$ ккал/граммоль.

Считаем, что это тепло перехода остается постоянным при любых давлениях, в том числе и для давления, под которым жидкий кислород подается в камеру сгорания. Это предположение, конечно, неверно, но учет зависимости теплоты перехода от давления привел бы нас к тому, что свойства топлива зависели бы от конструктивных параметров двигателя. Такая потеря общности расчета тепловых параметров компонентов топлива не компенсируется незначительным повышением точности расчета.

Таким образом, для жидкого кислорода при 90° абс. полное теплосодержание составит

$$[I_{п\text{O}_2}]_{ж}^{90^\circ\text{абс.}} = \Delta I_{охл} + \Delta I_{пер} = -1,42 - 1,63 = -3,05 \text{ ккал/граммоль}$$

или в ккал/кг

$$[I_{п\text{O}_2}]_{ж}^{90^\circ\text{абс.}} = -3,05 \frac{1000}{32} = \frac{1000}{32} (-3,05) = -96 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание горючего или окислителя, составленных несколькими индивидуальными химическими веществами, вычисляется по формуле

$$I_{\text{п}} = \sum_k I_{\text{п}k} g_k + \Delta I_{\text{раств}}, \quad (\text{V. 23})$$

где $I_{\text{п}k}$ — теплосодержание k -того компонента в топливе или окислителе в ккал/кг;

g_k — весовая доля k -того компонента в топливе или окислителе;

$\Delta I_{\text{раств}}$ — теплота растворения одного вещества в другом.

Теплота растворения обычно дается в ккал на единицу веса или на граммоль растворяемого вещества.

Пример 9. Определить полное теплосодержание азотной кислоты 96%-ной концентрации с добавкой 4% воды при 20° С.

Теплота растворения воды в азотной кислоте составляет — 280 ккал/кг H₂O.

Воспользовавшись формулой (V. 23) и вычисленными выше значениями полных теплосодержаний воды и азотной кислоты, получим

$$[I_{\text{п HNO}_3}]_{96\%}^{20^\circ\text{C}} = 0,96 I_{\text{HNO}_3} + 0,04 I_{\text{H}_2\text{O}} + 0,04 \Delta I_{\text{раств}} = 0,96 (-660) + 0,04 (-3795) + 0,04 (-280) = -795 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 10. Определить полное теплосодержание керосина, если при полном сгорании его с газообразным кислородом в углекислый газ CO₂ и в пары воды H₂O выделяется 10170 ккал/кг.

Состав керосина: C_r = 0,858; H_r = 0,135; O_r = 0,007.

Чтобы составить уравнение сгорания керосина, определим теоретически необходимое количество кислорода для сгорания керосина данного состава.

По формуле (V. 13)

$$\nu_{\text{O}} = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0,858 + 8 \cdot 0,135 - 0,007}{1,0} = 3,35.$$

При полном сгорании керосина в кислороде продуктами сгорания его будут только углекислый газ CO₂ и вода H₂O.

Воспользовавшись уравнениями сгорания (V. 9) и (V. 10), найдем, что при сгорании керосина количество образовавшегося углекислого газа составит:

$$\frac{11}{3} \cdot 0,858 = 3,14 \text{ кг; количество образовавшихся водяных паров: } 9 \cdot 0,135 = 1,21 \text{ кг.}$$

Тогда уравнение сгорания керосина примет вид

$$1 \text{ кг керосина} + 3,35 \text{ кг O}_2 = 3,14 \text{ кг CO}_2 + 1,21 \text{ кг H}_2\text{O} + 10170 \text{ ккал.}$$

Зная уравнение сгорания керосина, по закону сохранения энергии (уравнению баланса энергии) будем иметь:

$$I_{\text{п керосина}} + 3,35 I_{\text{п O}_2} = 3,14 I_{\text{п CO}_2} + 1,21 I_{\text{п H}_2\text{O}} + 10170. \quad (\text{V. 24})$$

Полное теплосодержание газообразного кислорода при 20° С в принятой системе равно нулю.

Полное теплосодержание $I_{\text{п CO}_2}$ и $I_{\text{п H}_2\text{O}}$ при 20° С равно (см. табл. 2)

$$I_{\text{п CO}_2} = -94,05 \frac{1000}{44} = -2140 \text{ ккал/кг.}$$

$$I_{\text{п H}_2\text{O}} = -57,73 \frac{1000}{18} = -3210 \text{ ккал/кг.}$$

Подставляя значения теплосодержаний в уравнение баланса (VI.24), получим

$$I_{п \text{ керосина}} = 3,14(-2140) + 1,21(-3210) + 10170 = -440 \text{ ккал/кг.}$$

(Полное теплосодержание топлива составляется теплосодержанием горючего и окислителя, входящих в него.

На 1 кг горючего приходится $1 + \nu$ кг топлива.

На это количество топлива горючим вносится полное теплосодержание, равное $I_{пг}$; окислителем же вносится $\nu I_{пo}$. Поэтому полное теплосодержание 1 кг топлива $I_{пт}$ в ккал/кг составит

$$I_{пт} = \frac{I_{пг} + \nu I_{пo}}{1 + \nu}. \quad (\text{V. 25})$$

Пример 11. Определить полное теплосодержание топлива: 96%-ая азотная кислота + керосин; $\nu = 4,2$, при 20°C .

В примерах 9 и 10 были найдены полные теплосодержания азотной кислоты и керосина.

Они равны

$$[I_{п \text{ HNO}_3}]_{96\%}^{20^\circ \text{C}} = -795 \text{ ккал/кг;}$$

$$[I_{п \text{ кер}}] = -440 \text{ ккал/кг.}$$

По формуле (VI.25) находим полное теплосодержание топлива.

$$I_{пт} = \frac{I_{пг} + I_{пo}}{1 + \nu} = \frac{-440 + 4,2(-795)}{1 + 4,2} = -727 \text{ ккал/кг.}$$

Полное теплосодержание продуктов сгорания топлива

Как уже указывалось, продукты сгорания углеводородов при высоких температурах представляют собой смесь газообразных компонентов: CO_2 , H_2O , CO , OH , NO , H_2 , O_2 , N_2 , H , O и N .

Соотношение этих компонентов зависит от температуры сгорания. Чем выше температура сгорания, тем больше будет в этой смеси продуктов диссоциации.

Полное теплосодержание каждого из этих компонентов $I_{пi}$ при данной температуре сгорания равно сумме физического теплосодержания при этой температуре и химической энергии (теплоты) образования данного компонента.

Величины полного теплосодержания каждого из компонентов $I_{пi}$ в зависимости от температуры приведены в приложении 3.

Подсчет полного теплосодержания смеси продуктов сгорания одного килограмма топлива производится по формуле

$$I_{п.с} = \sum_i M_i I_{пi} \quad (\text{V. 26})$$

где M_i — число граммолей i -того газа, приходящееся на 1 кг смеси продуктов сгорания.

Числа граммолей M_i выражаются обычно через общее число граммолей продуктов сгорания, приходящихся на 1 кг топлива M_Σ и объемные доли газов, составляющих продукты сгорания r_i

$$M_i = M_\Sigma r_i. \quad (\text{V. 27})$$

Как известно,

$$r_i = \frac{p_i}{p_\Sigma}, \quad (\text{V. 28})$$

где p_i — парциальное давление i -того газа в смеси;
 p_Σ — общее давление смеси газов;

$$M_\Sigma = \frac{1000}{\mu_\Sigma}; \quad (\text{V. 29})$$

здесь μ_Σ — кажущийся молекулярный вес продуктов сгорания.

По формуле (II. 5)

$$\mu_\Sigma = \sum_i \mu_i r_i \quad (\text{V. 30})$$

или с учетом (V. 28)

$$\mu_\Sigma = \sum_i \mu_i \frac{p_i}{p_\Sigma} = \frac{1}{p_\Sigma} \sum_i \mu_i p_i \quad (\text{V. 31})$$

откуда

$$M_\Sigma = \frac{1000}{\mu_\Sigma} = \frac{1000 p_\Sigma}{\sum_i \mu_i p_i}. \quad (\text{V. 32})$$

Подставим (V. 32) и (V. 28) в формулу (V. 27); после сокращения на p_Σ получим

$$M_i = M_\Sigma \frac{p_i}{p_\Sigma} = \frac{1000 p_i}{\sum_i \mu_i p_i}. \quad (\text{V. 33})$$

После подстановки (V. 33) в (V. 26) получим расчетную формулу для определения полного теплосодержания продуктов сгорания

$$I_{\text{п.с.}} = \frac{M_\Sigma}{p_\Sigma} \sum_i I_{\text{п.с.}} p_i = 1000 \frac{\sum_i I_{\text{п.с.}} p_i}{\sum_i \mu_i p_i}. \quad (\text{V. 34})$$

При проведении тепловых расчетов (см. гл. VI) необходимо, чтобы подсчет полного теплосодержания топлива и продуктов сгорания проводился в одной и той же системе отсчета.

Связь между полным теплосодержанием и величиной теплотворной способности топлива

Величина полного теплосодержания используется при расчете ЖРД и характеризует запас энергии топлива.

Такой же характеристикой топлива является теплотворная способность его H_u . Поэтому должна быть вполне определенная связь между величиной теплотворной способности и величиной полного теплосодержания.

Под величиной теплотворной способности подразумевается количество тепла, выделяющегося при полном сгорании топлива.

Это количество тепла может быть определено следующим образом. Предположим, что происходит сгорание 1 кг топлива до продуктов полного сгорания. Выделяющееся при этом тепло пойдет на нагревание и повышение температуры продуктов сгорания. Если охладить продукты сгорания до начальной температуры, которую топливо имело до сгорания, то отведенное и могущее быть использованным количество тепла и будет равно теплотворной способности его.

Так как по закону сохранения энергии тепло, выделившееся при постоянном давлении, может быть получено только за счет изменения теплосодержания рабочей смеси, то величина теплотворной способности будет равна разности полных теплосодержаний топлива и продуктов сгорания, взятых при одной и той же температуре T_0 , равной температуре топлива до начала сжигания

$$H_u = [I_{п.т.} - I_{п.п.с.}]T_0, \quad (V. 35)$$

или

$$\begin{aligned} H_u &= I_{физ.т.} + I_{хим.т.} - I_{физ.п.с.} - I_{хим.п.с.} = \\ &= (I_{физ.т.} - I_{физ.п.с.}) + (I_{хим.т.} - I_{хим.п.с.}). \end{aligned} \quad (V. 36)$$

Таким образом теплотворная способность представляет собой сумму разностей физических и химических теплосодержаний топлива и продуктов сгорания.

Теплотворная способность определяется обычно при низких температурах, так что T_0 составит $\sim 300^\circ$ абс. ($18-27^\circ$ С). При этом условии изменение физических теплосодержаний при сгорании топлива и превращении ее в продукты сгорания сравнительно невелико и основную долю теплотворной способности составляет изменение химических энергий. Таким образом, можно считать, что

$$H_u \approx (I_{хим.т.} - I_{хим.п.с.}). \quad (V. 37)$$

Рассматривая величину этой разности, мы видим, что теплотворная способность тем больше, чем меньше химическая энергия продуктов сгорания $I_{хим.п.с.}$ и чем больше химическая энергия топлива $I_{хим.т.}$. Таким образом, повышения теплотворной способности топлива можно достичь за счет понижения химической энергии продуктов сгорания или за счет увеличения химической энергии топлива.

Химическая энергия продуктов полного сгорания зависит от типа образующихся молекул, т. е. от тех элементов, которые входят в топливо. Повышение теплотворной способности топлива поэтому возможно за счет использования элементов, которые дают продукты сгорания с большой отрицательной химической энергией. На этом основаны попытки использования в ЖРД металлов (алюминия, магния, бора) и других элементов в качестве горючих, а также использование в качестве окислительного элемента фтора. В результате сжигания таких веществ часто получаются соединения с большой отрицательной химической энергией.

Для топлив, в состав которых входит углерод и водород, а окислительным элементом является кислород, величина химической

энергии продуктов полного сгорания тем ниже, чем больше содержание в топливе водорода, имеющего на 1 кг продуктов сгорания более низкую химическую энергию (-3210 ккал/кг) по сравнению с углеродом (-2140 ккал/кг).

По этой же причине возможно применение в качестве горючего ЖРД жидкого водорода. Этому препятствует, однако, очень малый удельный вес жидкого водорода ($\gamma = 0,07$ кг/л), значительно более низкий, чем у других горючих.

Для обычных углеводородных топлив содержание водорода в горючем постоянно и составляет 12—14%. Химическая энергия продуктов полного сгорания углеводородов поэтому примерно постоянна.

Химическая энергия всех продуктов сгорания топлива зависит в основном от содержания в нем балласта, т. е. в нашем случае — азота.

С увеличением содержания балласта химическая энергия 1 кг продуктов сгорания увеличивается. Поэтому в соответствии с формулой (V. 37) теплотворная способность H_u топлива уменьшается. Мы видели, что для увеличения теплотворной способности топлива можно идти также по пути увеличения химической энергии его $I_{\text{хим.т.}}$.

Так как $I_{\text{хим.т.}}$ определяется теплотой образования горючего и окислителя, то, чем большее значение имеет теплота образования компонентов, тем выше будет теплотворная способность топлива.

Как уже указывалось, теплота образования различных веществ изменяется в широких пределах и может быть отрицательной и положительной. Очевидно, что выгоднее всего иметь положительную теплоту образования компонентов топлива.

Так, например, для образования из молекулярного кислорода 1 кг озона надо затратить около 730 ккал/кг.

Если использовать в ЖРД в качестве окислителя не кислород, а озон, то при сгорании его с горючим каждый килограмм озона выделит дополнительно 730 ккал/кг. Теплотворная способность такого топлива по сравнению с теплотворной способностью топлива, использующего в качестве окислителя кислород, будет большей.

С другой стороны, перекись водорода H_2O_2 имеет отрицательную теплоту образования, равную $-44,5$ ккал/граммоль.

При реакции разложения перекиси водорода образуется кислород и вода; последняя в количестве 1 граммоль на 1 граммоль перекиси. Так как теплота образования кислорода равна нулю, то полное теплосодержание продуктов сгорания определяется величиной теплоты образования воды, равной $-57,73$ ккал/граммоль. Теплотворная способность H_u перекиси водорода будет равна

$$H_u = -44,5 - (-57,73) = 13,23 \text{ ккал/граммоль,}$$

т. е. H_u имеет очень небольшое значение. Именно поэтому при реакции разложения перекиси водорода выделяется очень мало энергии.

Вещества, имеющие положительную теплоту образования, могут явиться основой для создания мощных топлив для ЖРД. Так,

например, атомарный водород, имеющий большую теплоту образования, равную 52 120 ккал/кг, может явиться примером такого мощного топлива с большой теплотворной способностью. Практическое применение (озон, ацетилен, атомарные элементы) ограничивается тем, что они, имея в себе большой запас энергии, являются очень неустойчивыми по отношению к любому внешнему воздействию и могут разлагаться со взрывом. Большинство современных горючих и окислителей имеет небольшую отрицательную теплоту образования.

Многообразные требования, предъявляемые к топливам ЖРД, а также стремление получить топлива, развивающие возможно большую удельную тягу, привели к тому, что множество веществ исследовалось и продолжает исследоваться с точки зрения возможности их применения в качестве компонентов топлив жидкостных ракетных двигателей.

Однако до настоящего времени в ЖРД применяется довольно узкий круг химических веществ, используемых в качестве компонентов топлива.

Так как свойства топлив определяются в основном окислителем, то рассматриваемые ниже топлива мы разобьем на группы по типу применяемого в них окислителя.

В современных ЖРД нашли практическое применение следующие топлива:

- 1) топлива на основе азотной кислоты и окислов азота;
- 2) топлива на основе кислорода;
- 3) топлива на основе перекиси водорода.

§ 28. ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ АЗОТНОЙ КИСЛОТЫ И ДРУГИХ ОКИСЛОВ АЗОТА¹

Азотная кислота

Азотная кислота HNO_3 в химически чистом виде представляет собой бесцветную жидкость. Техническая азотная кислота никогда не является химически чистым продуктом, а всегда содержит некоторое количество воды и окислов азота, придающих азотной кислоте красно-бурый цвет.

Добавка воды в азотную кислоту является нежелательной, так как она снижает ее теплосодержание. Поэтому в ЖРД применяют азотную кислоту с содержанием воды в количестве не более 2—4%, т. е. с концентрацией 98—96%.

Так как в ЖРД используется высококонцентрированная HNO_3 , то приводимые ниже физико-химические данные ее относятся к азотной кислоте 100%-ной концентрации.

Азотная кислота содержит 76% кислорода и обладает малой отрицательной теплотой образования, что делает ее относительно мощным окислителем. Из всех широко применяемых окислителей

¹ Некоторые данные о свойствах компонентов топлив ЖРД приведены в книге: Моторные топлива, масла и жидкости, т. 1, Гостоптехиздат, 1953.

она имеет наибольший удельный вес (1,52), что позволяет получить на ее основе топлива с высокой теплоплотностью.

Азотная кислота имеет весьма благоприятные для использования в ЖРД температуры кипения (+86° С) и замерзания (-42° С). Добавка воды несколько понижает температуру замерзания.

Температура кипения азотной кислоты возрастает с увеличением давления так, что при давлениях, имеющих место в тракте охлаждения ЖРД, температура кипения ее достигает 200° С.

Теплоемкость HNO_3 составляет около 0,5 ккал/кг, что совместно с высокой температурой кипения и большим содержанием ее в топливе ($v_0 = 5,47$) делает азотную кислоту удобной охлаждающей жидкостью с большой теплоемкостью.

Динамическая вязкость азотной кислоты при 20° С составляет около $1 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м², что примерно равно динамической вязкости воды. При увеличении температуры динамическая вязкость несколько уменьшается.

Азотная кислота широко используется в народном хозяйстве для приготовления удобрений и взрывчатых веществ. Стоимость ее относительно невелика.

Азотная кислота обладает рядом недостатков. Пары HNO_3 ядовиты; при попадании на кожу азотная кислота вызывает тяжелые ожоги, поэтому работа с ней требует предосторожности, а это затрудняет эксплуатацию двигателей.

Азотная кислота также весьма агрессивна по отношению к металлам и другим конструкционным материалам. Особенно сильно влияет на металл кислота, разбавленная водой, поэтому промывка двигателей и деталей после попадания на них азотной кислоты должна быть очень тщательной. Материалами, которые не поддаются действию азотной кислоты, являются нержавеющие стали, алюминий и некоторые из его сплавов.

Давление насыщенных паров азотной кислоты при нормальной температуре значительно, т. е. азотная кислота легко испаряется, поэтому при ее хранении необходимо принимать меры предосторожности.

Присадки к азотной кислоте

Для улучшения свойств азотной кислоты как окислителя к ней добавляются различные присадки. Этим достигается повышение мощности окислителя и теплотворной способности топлива, повышение удельного веса окислителя, уменьшение агрессивности по отношению к конструкционным материалам, повышение активности окислителя относительно горючего и, особенно, относительно самовоспламеняющихся с азотной кислотой горючих, понижение температуры замерзания.

Многие присадки изменяют не одно, а несколько свойств азотной кислоты, т. е. имеют комбинированное воздействие. Рассмотрим основные присадки к азотной кислоте и их действие.

Четырехокись азота N_2O_4 представляет собой богатый кислородом окисел азота с положительной теплотой образования, что повышает теплосодержание окислителя по сравнению с HNO_3 и приводит к увеличению теплотворной способности топлива. Однако применение в качестве окислителя чистой четырехокиси N_2O_4 невозможно из-за высокой ее температуры замерзания ($-9,3^\circ C$) и низкой температуры кипения ($+22^\circ C$). Поэтому N_2O_4 и используется как присадка к HNO_3 для увеличения теплотворной способности топлива. Кроме того, добавка N_2O_4 к HNO_3 дает раствор с большим удельным весом, чем N_2O_4 и HNO_3 , взятые в отдельности. Максимальный удельный вес такого раствора (при содержании в HNO_3 40% N_2O_4) составляет 1,63 кг/л. Добавка N_2O_4 повышает также активность окислителя, а следовательно, облегчает условия запуска ЖРД, снижает температуру замерзания окислителя, но до определенного предела.

Концентрированная серная кислота H_2SO_4 применяется как присадка, снижающая агрессивные свойства азотной кислоты по отношению к металлам. Она улучшает условия запуска двигателя, особенно с самовоспламеняющимся топливом. Смеси азотной и серной кислот называются *меланжами*. Недостатком добавки серной кислоты в азотную является уменьшение теплосодержания окислителя.

Хлорное железо $FeCl_3$ добавляется в азотную кислоту для понижения температуры замерзания, а также как присадка, повышающая активность окислителя. Однако добавка $FeCl_3$ снижает теплотворную способность топлива.

Тетранитрометан как окислитель

Кроме азотной кислоты и четырехокиси азота, из азотных соединений кислорода в качестве окислителя может быть использован тетранитрометан $C(NO_2)_4$. Он имеет положительную теплоту образования, что повышает его теплосодержание. Большим достоинством тетранитрометана как окислителя ЖРД является высокий удельный вес (1,65 кг/л), больший чем у азотной кислоты, и отсутствие агрессивного воздействия на конструкционные материалы.

Применение тетранитрометана ограничивалось его взрывоопасностью, которая определяется тем, что в молекулу тетранитрометана входит и окислительный, и горючий элемент (углерод), поэтому молекула тетранитрометана напоминает молекулу пороха или взрывчатого вещества. Кроме того, тетранитрометан является сильным отравляющим веществом, действующим на слизистые оболочки человека.

Температура замерзания тетранитрометана $+13,8^\circ C$. Однако смесь его с N_2O_4 имеет температуру замерзания около $-25^\circ C$, что позволяет использовать его в качестве окислителя для ЖРД.

Основные физико-химические свойства окислителей приведены в табл. 3.

Основные физико-химические свойства некоторых современных чистых окислителей для жидкостных ракетных двигателей

Окислитель	Химическая формула	Молекулярный вес	Элементарный состав в кг/кг				Теплота образования в ккал/граммоль	Теплосодержание в ккал/кг	Удельный вес при 15°C	t _{плавл} в °C при 1 ата	t _{кип} в °C при 1 ата
			O ₀	C ₀	H ₀	N ₀					
Азотная кислота	HNO ₃	63,02	0,762	0	0,016	0,222	-41,66	-660	1,52	-42	+86
Четырехокись азота	N ₂ O ₄	92,01	0,696	0	0	0,304	+12,2	+132	1,47	-9,3	+22
Тетранитрометан	C(NO ₂) ₄	196,03	0,653	0,061	0	0,286	+5,2	+26	1,65	+13,8	+126
Кислород жидкий	O ₂	32,00	1,000	0	0	0	0,0	-96	1,14 (при -183°C)	-227	-183
Перекись водорода	H ₂ O ₂	34,02	0,940	0	0,060	0	-45,20	-1326	1,46	0	+152
Вода жидкая*	H ₂ O	18,02	0,889	0	0,111	0	-68,35	-3790	1,00	0	+100

* Вода включена в данную таблицу вследствие того, что она часто входит в состав окислителей и топлив.

Горючие топлив на основе азотной кислоты и окислов азота. Самовоспламеняющиеся топлива

Наиболее широко в качестве горючего топлив на основе HNO_3 и окислов азота применяется керосин. Основные физико-химические свойства керосина приведены в табл. 4, а данные топлив азотная кислота + керосин — в табл. 5.

Керосин обладает рядом положительных свойств, позволяющих успешно применять его в ЖРД. Он имеет высокую теплотворную способность. В широком пределе температур керосин является жидким веществом. Керосин может быть использован как охладитель двигателя; теплоемкость его составляет примерно $0,45 \text{ ккал/кг}$, а температура кипения при повышенных давлениях достигает 250°C . Перевозка и хранение керосина также не вызывают больших трудностей; производство его обеспечено как сырьем, так и широким развитием нефтеперерабатывающей промышленности.

Керосин может быть применен в качестве горючего со всеми окислителями на основе окислов азота.

Величина теплотворной способности топлива составляет 1460 ккал/кг для смеси HNO_3 + керосин. Для других окислов азота она несколько повышается (до 1500 ккал/кг) за счет лучших свойств окислителя. Недостатком керосина является сравнительно небольшой удельный вес его ($0,8—0,85 \text{ кг/л}$).

Топливо HNO_3 + керосин и другие топлива на основе окислов азота не являются самовоспламеняющимися и требуют принудительного воспламенения.

Другие углеводороды, дающие топлива, не самовоспламеняющиеся с азотной кислотой и окислами азота (например, спирты метиловый и этиловый), практически не нашли применения в азотнокислотных ЖРД. На основе HNO_3 созданы также самовоспламеняющиеся топлива.

Для получения надежных самовоспламеняющихся топлив соответствующие горючие составляются смесями углеводородов. В качестве углеводородов, дающих самовоспламеняющиеся с HNO_3 горючие, служат анилин, фурфуриловый спирт, ксилидин, третиламин. Их состав и основные физико-химические данные приведены в табл. 4. Из особых свойств этих углеводородов следует указать только на несколько более высокий удельный вес анилина.

Основной величиной, характеризующей качество самовоспламеняющихся топлив, является период задержки самовоспламенения (период индукции). Для обеспечения надежного запуска двигателя время задержки самовоспламенения не должно превышать $0,03 \text{ сек}$. Для достижения таких значений времени задержки самовоспламенения подбираются смеси достаточно активных самовоспламеняющихся горючих и применяется активация окислителей.

Имеется большое число самовоспламеняющихся топлив различных составов. Общим их недостатком является сравнительно низкая теплотворная способность (часто более низкая, чем для топлива азотная кислота + керосин), а также высокая стоимость и

Таблица 4

Основные физико-химические свойства некоторых современных горючих для жидкостных ракетных двигателей

Горючее	Химическая формула	Молекулярный вес	Элементарный состав в кг/кг				Теплота образования в ккал/граммоль	Теплосодержание в ккал/кг ($H_u = 10170$)	Удельный вес в кг/л при 15°C	$t_{кип}$ в °C при 1 ата	$t_{плав}$ в °C при 1 ата
			C_r	H_r	O_r	N_r					
Керосин тракторный	Смесь углеводородов	100	0,858	0,135	0,007	0	—	0,79—0,84	170 (150—315) начало кипения	—50	
Спирт этиловый	C_2H_5OH	46,04	0,522	0,131	0,347	0	—65,90	0,789	78,3	—117,3	
Спирт метиловый	CH_3OH	32,03	0,375	0,125	0,500	0	—60,24	0,791	64,6	—94,9	
Анилин	$C_6H_5NH_2$	93,08	0,774	0,076	0	0,150	+7,09	1,022	184,4	—6,2	
Триэтиламин	$(C_2H_5)_3N$	101,07	0,712	0,149	0	0,139	—42,33	0,728	89,5	—114,8	
Ксалидин	$(CH_3)_2C_6H_8NH_2$	121,12	0,793	0,091	0	0,116	—46,2	—	—	—	
Фурфуриловый спирт	$C_4H_3OCH_2OH$	98,06	0,614	0,061	0,325	0	—63,1	—	171	—32	
Гидразин-гидрат	$(NH_2)_2 \cdot H_2O$	50,06	0	0,122	0,318	0,560	—63,15	1,03	118,5	—40	
Винилэтиловый эфир	$C_2H_3OC_2H_5$	72,07	0,667	0,111	0,222	0	—63,1	0,754	36	—50	

Основные свойства некоторых современных топлив для жидкостных ракетных двигателей

Окислитель	Горючее	H_u в ккал/кг	γ' в кг/л	V_r в л/кг	T^o абс.	$P_{уд}$ в кгсек/кг
Азотная кислота 98%-ной концентрации	Керосин	1460	1,36	800	3000	215
	Тонка	1490	1,32	784	3000	210—220
	Анилин (80%) + фурфуриловый спирт (20%)	1420	1,39	756	3050	210
Тетраинтроетан*	Керосин	1590	1,47	660	3300	230
	Керосин	1550	1,38	680	3200	230
Жидкий кислород*	Керосин	2200	1,00	650	3550	275
	Этиловый спирт 93,5%-ной концентрации	2020	0,99	789	3280	245
Перекись водорода 80%-ной концентрации	—	540	1,35	1083	780	100
	Метиловый спирт (50%) + гидразин-гидрат (50%)	1020	1,30	940	2600	185

Примечания: 1. Температура сгорания и удельная тяга даны приблизительно для средних по своим параметрам жидкостных ракетных двигателей в условиях работы на земле.

2. Для топлив, помеченных звездочкой, значения удельной тяги получены расчетом.

дефицитность. Поэтому наряду с примененным самовоспламеняющимся смесей как основного топлива двигателя эти топлива преимущественно используются лишь как средство воспламенения в системах химического зажигания.

Наиболее распространенными самовоспламеняющимися топливами являются смеси:

1) азотная кислота и горючее, состоящее из 50% триэтиламина и 50% ксилидна (так называемая тонка); это топливо широко применялось в немецких ракетных двигателях;

2) азотная кислота и горючее, состоящее из 80% анилина и 20% фурфуримового спирта. Горючие на основе анилина используются во многих американских ракетных двигателях.

Данные этих топлив приведены в табл. 5.

§ 29. ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ЖИДКОГО КИСЛОРОДА И ПЕРЕКИСИ ВОДОРОДА

Жидкий кислород

Жидкий кислород O_2 является еще более мощным окислителем, чем азотная кислота, так как содержит 100% окисляющего элемента и дает топлива, обладающие наиболее высокой теплотворной способностью. Жидкий кислород представляет собой прозрачную жидкость голубоватого цвета, кипящую при $-183^\circ C$. Удельный вес его значительно меньше, чем удельный вес HNO_3 и составляет при температуре кипения 1,14 кг/л.

Основные физико-химические свойства кислорода приведены в табл. 3.

Низкая температура кипения не позволяет использовать жидкий кислород в качестве охладителя и применять в двигателях, требующих хранения в заправленном состоянии. Заправка баков двигателя жидким кислородом производится непосредственно перед запуском. Даже при этом условии бывают большие потери жидкого кислорода вследствие испарения его.

Для хранения жидкого кислорода вне двигателя применяются баки с двойными стенками. Для осуществления теплоизоляции из пространства между стенками бака для хранения откачивается воздух или же это пространство заполняется теплоизолирующими веществами, что уменьшает теплопередачу от одной стенки к другой.

Материалом для изготовления кислородных баков двигателя могут служить нержавеющая сталь или сплавы алюминия. Уплотняющие прокладки изготавливаются из мягких металлов (медь, свинец) или специальных пластмасс.

Жидкий кислород практически безвреден для человека. При попадании на кожу в небольшом количестве он начинает кипеть и образовавшийся слой газообразного кислорода предохраняет кожу от обмерзания.

Жидкий кислород в последние годы широко применяется в самых разнообразных областях техники. Производство его поставлено в широком масштабе и удовлетворительно разрешены вопро-

ы хранения и перевозки. Несмотря на неизбежные потери, связанные с испарением (при использовании в ЖРД теряется примерно 50% начального количества жидкого кислорода), стоимость использования жидкого кислорода в ракетах невелика.

Горючие топлива на основе жидкого кислорода

В качестве горючего для жидкого кислорода могут применяться любые углеводороды. Все они дают несамовоспламеняющиеся топлива.

Наибольшую теплотворную способность (2200 ккал/кг) имеет топливо жидкий кислород+керосин. Это вообще наиболее мощное топливо из современных топлив ЖРД. Работы по использованию смеси кислород+керосин начались еще на заре развития ракетной техники. Трудность использования данной смеси определяется высокой температурой сгорания, а также весьма малым количеством керосина в смеси (~20%), что осложняет организацию охлаждения двигателя. Эти причины до сих пор ограничивают применение топлива кислород+керосин.

Широкое распространение в настоящее время получили топлива на основе жидкого кислорода, в которых в качестве горючего используются этиловый и метиловый спирты. В технике применяется этиловый спирт 93,5%-ной концентрации (по весу).

Основные свойства этилового и метилового спиртов приведены в табл. 4.

Теплотворная способность спиртов ниже, чем у керосина, так как они имеют большую отрицательную теплоту образования, но зато и температура сгорания спирта в кислороде ниже, что облегчает выполнение двигателей. Удельный вес спирта небольшой (около 0,8 кг/л). Температура кипения достаточно высока, что позволяет использовать спирт в качестве охлаждающей жидкости.

Вследствие того, что в самом спирте содержится значительное количество кислорода, относительное содержание спирта в топливе велико (доходит до 40—45%). Поэтому осуществить надежное охлаждение кислородно-спиртовых двигателей значительно легче, чем кислородно-керосиновых.

К тому же теплоемкость спирта несколько выше, чем у керосина, и составляет примерно 0,6 ккал/кг.

Этиловый и метиловый спирты в любой пропорции смешиваются с водой, поэтому легко получать топлива с разной теплотворной способностью, т. е. снижать температуру в камере сгорания и увеличивать тепловосприимчивость горючего в любой, необходимой для надежной работы двигателя степени. Именно по этому пути пошли конструкторы двигателя ракеты А-4 (V-2), применяв в качестве горючего водный раствор спирта 75%-ной концентрации (по весу), хотя при этом удельная тяга двигателя была значительно снижена (до 200 кгсек/кг).

Низкая температура застывания спирта позволяет использовать его в широком диапазоне температур окружающей среды.

Производство спирта поставлено очень широко, что делает его недефицитным топливом. По отношению к конструкционным материалам спирт не оказывает агрессивного воздействия, что позволяет изготавливать баки для спирта из сравнительно дешевых материалов.

Заместителем этилового спирта может служить метиловый спирт, дающий с кислородом топливо несколько худшего качества. Метиловый спирт смешивается с этиловым в любых пропорциях, поэтому его можно использовать при недостатке этилового спирта, добавляя в некоторой доле в горючее.

Топлива на основе жидкого кислорода применяются почти исключительно в ракетах дальнего действия.

Перекись водорода

Перекись водорода H_2O_2 в чистом виде (т. е. 100%-ой концентрации) в технике не применяется, так как она является чрезвычайно нестойким продуктом, способным к самопроизвольному разложению, легко переходящему во взрыв под влиянием всяких, казалось бы, незначительных внешних воздействий: удара, освещения, малейших загрязнений органическими веществами и некоторыми металлами.

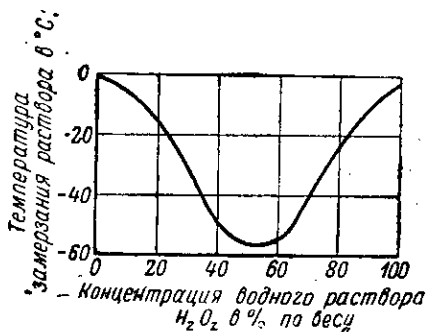
В ракетной технике применяется более стойкий продукт: высококонцентрированный раствор перекиси водорода в воде. Наиболее широко используется перекись водорода 80%-ой концентрации. Для повышения стойкости в перекись водорода добавляют в небольших количествах стабилизаторы (например, фосфорную кислоту). Применение 80%-ой перекиси водорода требует в настоящее время только обычных мер предосторожности, необходимых при обращении с сильными окислителями.

Перекись водорода 80%-ой концентрации в присутствии катализатора быстро разлагается с выделением тепла в количестве 540 ккал/кг и свободного кислорода, который может быть использован для окисления горючего.

Перекись водорода имеет значительный удельный вес (1,36 кг/л для 80%-ой перекиси).

Использовать перекись водорода в качестве охлаждающей жидкости не удастся, так как при нагреве она не кипит, а разлагается.

Температура замерзания водного раствора перекиси зависит от концентрации раствора. Эта зависимость показана на фиг. 61.



Фиг. 61. Зависимость температуры замерзания водных растворов H_2O_2 от концентрации.

температура замерзания обычно применяющейся 80%-ной перекиси водорода составляет — 25° С.

В качестве материалов для баков и трубопроводов двигателей, работающих на перекиси, могут быть использованы нержавеющие стали и очень чистый алюминий (99,5%). Совершенно недопустимо применение меди и других тяжелых металлов, так как медь является сильным катализатором, способствующим разложению перекиси водорода. Для прокладок и уплотнений могут быть применены некоторые сорта пластмасс.

Попадание концентрированной перекиси водорода на кожу вызывает тяжелые ожоги; органические вещества при попадании на них H_2O_2 загораются.

Горючие топлив на основе перекиси водорода

На основе перекиси водорода применяются два типа топлив. Могут применяться топлива раздельной подачи, в которых кислород перекиси используется для сжигания горючего.

Известно топливо, применявшееся в самолетном ЖРД «Вальтер». В нем окислителем служила 80%-ная перекись водорода. В качестве горючего использовалась смесь метилового спирта (50%) и гидразин-гидрата (50%).

Гидразин-гидрат $(NH_2)_2 \cdot H_2O$ имеет малый запас энергии, но обеспечивает самовоспламенение горючего с перекисью водорода.

Малая теплотворная способность такого топлива и высокое газообразование определяют низкую температуру в камере, что позволило создать надежный в работе двигатель. Однако этот двигатель имеет низкую удельную тягу — около 185 кгсек/кг.

Перекись водорода используется так же в качестве топлива, разлагающегося под действием катализатора. При этом происходит не реакция сгорания, а реакция разложения перекиси водорода с выделением тепла.

Однако в этом случае тепла выделяется значительно меньше, чем при использовании любых двухкомпонентных топлив. Температура в камере сгорания не превышает 850° С для высококонцентрированной перекиси водорода и снижается для более разбавленной. Вследствие такой низкой температуры ЖРД, использующие реакцию разложения перекиси водорода в присутствии катализатора, называются «холодными» двигателями. Камеры сгорания этих двигателей обычно даже не охлаждаются.

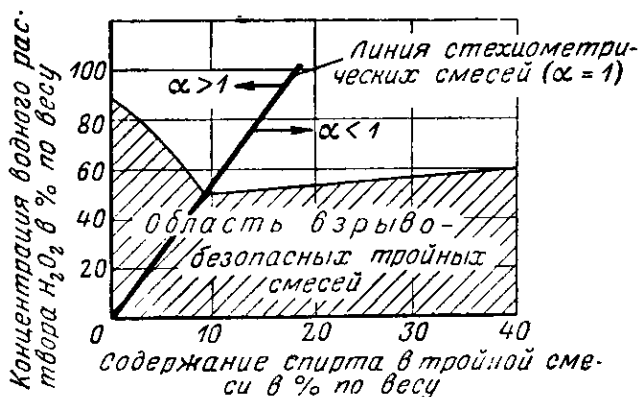
Основной недостаток «холодных» двигателей состоит в том, что ввиду малого выделения тепла они имеют очень низкую удельную тягу (порядка 90 кгсек/кг). Использование катализатора в «холодных» двигателях осуществляется двумя способами. Первый из них состоит в том, что жидкий катализатор (так же как и перекись водорода) поступает в камеру сгорания через форсунки.

Второй способ состоит в размещении катализатора непосредственно в камере сгорания. Его применяют при использовании твердых катализаторов. В этом случае перекись водорода является унитарным топливом.

Применение перекиси водорода для получения парогаса

Перекись водорода весьма удобна для получения парогаса, используемого для привода турбины. Температура парогаса, получающегося при разложении 80%-ной перекиси, составляет 400—500° С, что позволяет использовать его непосредственно в турбине турбонасосного агрегата.

Большую теплотворную способность, а следовательно, и парогаз более высокой температуры, могут дать топлива, представляющие раствор спирта в перекиси водорода. При некоторой добавке воды эти топлива не являются взрывоопасными, допускают



Фиг. 62. Области взрывобезопасности тройных смесей.

хранение и подачу в газогенератор по одному трубопроводу. Область взрывобезопасных тройных смесей: спирт+перекись водорода+вода показана на фиг. 62¹.

Наибольшей теплотворной способностью будет обладать смесь перекиси водорода 50%-ной концентрации с 18% спирта. Эта смесь является стехиометрической взрывобезопасной смесью.

Парогаз, получающийся при сгорании такой смеси, имеет температуру 800° С, что обеспечивает меньший весовой расход его, необходимый для получения данной мощности турбины по сравнению с расходом 80%-ной перекиси водорода.

§ 30. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ЖРД

Выше были приведены физико-химические данные топлив, применяющихся в настоящее время в ЖРД. Все они, за исключением топлива керосин+кислород, не дают удельных тяг, больших, чем 240—250 единиц. В то же время необходимо повышать удельную тягу для дальнейшего совершенствования ракетных аппаратов.

¹ «Ракетные двигатели», Материалы Германской Академии авиационных исследований, Изд. БНТ, 1948.

В связи с этим продолжается изыскание новых топлив с большим запасом энергии в них и лучшим удельным весом.

Создание новых топлив с большим запасом энергии может проходить разными путями.

Металлические горючие и фтористые окислители

Во-первых, можно вводить в состав топлив элементы, дающие большой тепловой эффект при сгорании, и, во-вторых, использовать такие вещества, которые имеют большую положительную теплоту образования.

Тщательный анализ периодической системы Менделеева приводит к отбору элементов с наибольшим запасом химической энергии.

В качестве окислительных элементов наиболее целесообразно применять кислород и фтор. В качестве горючих элементов — водород, литий, бериллий, бор, углерод, магний, алюминий и кремний.

Теплотворные способности топлив на основе этих элементов приведены в табл. 6¹.

Таблица 6

Элемент	Кислородное топливо				Фтористое топливо			
	H_u в ккал/кг	H_{uT} в ккал/л	μ продук- тов сгора- ния	t° кипения продуктов сгорания в $^\circ\text{C}$	H_u в ккал/кг	H_{uT} в ккал/л	μ продук- тов сгора- ния	t° кипения продуктов сгорания в $^\circ\text{C}$
Водород	3210	1350	18,02	100	3210	1475	20,01	—
Литий	4760	3570	29,88	1300	5650	4930	25,94	(1960)
Бериллий	5830	8850	25,01	(3900)	4830	5950	47,01	(850)
Бор	4350	5570	69,94	—	3910	4750	67,82	—
Углерод	2140	2830	44,01	—78	1850	2250	88,01	—
Магний	3530	5050	40,32	(2250)	4210	5550	62,32	(1110)
Алюминий	3900	6460	101,94	2700	3710	5220	83,97	(1110)
Кремний	3350	5050	60,06	1900	3470	4600	104,06	—

Данные о сгорании перечисленных элементов с кислородом и фтором позволяют сделать следующие выводы.

1. Металлы дают значительно более высокие тепловые эффекты, чем обычные углеводородные топлива.

2. Молекулярные веса продуктов сгорания металлов, как правило, очень велики, что наряду с большим тепловым эффектом приводит к высоким температурам в камере сгорания и значительной диссоциации.

3. Температура кипения фтористых продуктов сгорания метал-

¹ Э. В. Брицке, Термохимические константы неорганических веществ, Изд. АН СССР, 1949.

лов значительно ниже, чем температура кипения кислородных соединений.

4. Сгорание углерода и водорода со фтором не дает большего теплового эффекта, чем сгорание этих элементов с кислородом.

В связи с этим следует предположить, что фтористые окислители могут оказаться мало целесообразными для обычных углеводородных горючих и их следует использовать при сжигании металлических горючих. При сжигании горючих, очень богатых водородом, использование фтористых окислителей может оказаться целесообразным, так как продукт сгорания водорода и фтора HF является двухатомной молекулой, весьма устойчивой против диссоциации. Это может увеличить степень превращения химической энергии в тепловую.

Несмотря на весьма высокие значения теплотворной способности металлических горючих, нельзя ожидать очень значительного возрастания удельной тяги при использовании их в ЖРД, так как полному использованию химической энергии будет препятствовать сильная диссоциация продуктов сгорания.

Конструктивное оформление двигателя будет сложным из-за высоких температур в камере сгорания.

Применять металлы в качестве горючих для ЖРД предполагается или в виде суспензий, т. е. взвесей металлических порошков в жидких горючих, или в виде так называемых металлоорганических соединений.

Некоторые металлоорганические соединения хотя и содержат большой процент металла, но при обычных условиях являются жидкими. Примером таких металлоорганических соединений могут служить следующие (табл. 7)¹.

Таблица 7

Вещество	Химическая формула	$t^{\circ}_{\text{плавл}}$ в $^{\circ}\text{C}$	$t^{\circ}_{\text{кип}}$ в $^{\circ}\text{C}$	Удельный вес γ в кг/л
Декаборан	$\text{B}_{10}\text{H}_{14}$	100	(213)	0,28
Диборанимин	$\text{B}_2\text{H}_7\text{N}$	-66	76	0,70
Диэтилбериллий	$\text{Be}(\text{C}_2\text{H}_5)_2$	12	200	0,20
Трисилаи	Si_3H_8	-117	53	0,88
Трисилвамин	$(\text{SiH}_3)_3\text{N}$	-106	52	0,895

Двигателей, работающих на каких-либо металлических топливах, в настоящее время нет.

Компоненты топлив с повышенной теплотой образования

Вторым путем увеличения теплотворной способности топлив для ЖРД является применение в качестве компонентов топлив веществ с большой положительной теплотой образования.

¹ Физика и химия реактивного движения, № 2, Издательство иностранной литературы, 1948.

В качестве окислителей такого рода можно указать на озон, который при образовании его из кислорода аккумулирует 730 ккал/кг, отдавая их при сгорании. Известным горючим с большой положительной теплотой образования является ацетилен, требующий для своего образования затраты 2120 ккал/кг.

Использование таких топлив затрудняется весьма большой взрывоопасностью компонентов.

Значительного повышения теплотворной способности топлив можно было бы достичь, если бы удалось применить в качестве горючих и окислителей обычные элементы, но находящиеся не в молекулярной, а в атомарной форме.

Так, например, теплота образования атомарного водорода составляет 52 120 ккал/кг. Если применить его в качестве горючего, то тепловой эффект топлива возрастет до 8960 ккал/кг. Если сжечь атомарный водород с атомарным кислородом, то тепловой эффект составит 12 200 ккал/кг.

Можно также говорить о применении атомарных веществ в качестве унитарных топлив, если энергия будет выделяться только за счет рекомбинации атомарного элемента в молекулярный.

Реальное применение атомарных элементов не может быть осуществлено до того момента, пока не будет найден способ консервации элементов в атомарном состоянии.

Возможности использования в ракетных двигателях атомной энергии

Дальнейшее увеличение запаса энергии в ракетных топливах может быть достигнуто путем использования энергии ядерных реакций, или так называемой атомной энергии.

Ядерные реакции, в противоположность реакциям химическим, происходят так, что они изменяют строение ядер атомов.

По современным представлениям, ядро атома состоит из тяжелых, имеющих (относительно) большую массу элементарных частиц двух видов, а именно протонов и нейтронов.

Протон представляет собой заряженную положительно частицу с массой, равной массе ядра атома водорода. Нейтрон, как показывает его название, вообще не имеет заряда; масса нейтрона также близка к массе водородного атома.

Свойства атома зависят от числа протонов и нейтронов в ядре. При этом в ядре атома каждого элемента число протонов Z всегда строго ограничено и численно равно порядковому номеру элемента в периодической системе Менделеева. Вследствие этого положительный заряд ядра составляет $Z \cdot e$ (e — величина заряда электрона).

Так как в нормальном состоянии атом электрически нейтрален, то число электронов в электронной оболочке атома, определяющих химические свойства элемента, всегда постоянно.

Число нейтронов, входящих в ядро, может быть различным. При этом поскольку различное число не имеющих заряда нейтронов в ядре не изменяет числа электронов и строения электронной

оболочки, то химические свойства атомов с разным числом нейтронов остаются неизменными, несмотря на то, что эти атомы имеют различный атомный вес, или массовое число A , представляющее сумму чисел протонов и нейтронов в ядре.

Этим свойством ядер атомов объясняется существование изотопов элементов, встречающихся в природе. Наличие изотопов приводит к дробным атомным весам многих элементов. Так, например, хлор, имеющий атомный вес 35,46, является в действительности смесью трех изотопов с массовым числом A , равным 34; 35 и 37. При этом число протонов Z равно порядковому номеру хлора, т. е. 17, и во всех изотопах неизменно. Строение ядра атома указывается индексами при символе элемента. Верхний символ обозначает массовое число A , представляющее сумму протонов и нейтронов; нижний индекс число протонов Z , т. е. порядковый номер N . Число нейтронов равно $A - Z$.

Так, Li_3^8 обозначает, что данный изотоп лития обладает массовым числом 8; в ядре этого атома имеется 3 протона и 5 нейтронов.

При образовании ядра атома из свободных протонов и нейтронов, так же, как и при образовании молекул, выделяется энергия. Выделение энергии обусловлено тем, что ядра элементов представляют собой устойчивую систему, связанную внутриядерными силами, возникновение которых при образовании ядра должно сопровождаться уменьшением потенциальной энергии системы.

Вычисление энергии образования ядра наиболее удобно производить, пользуясь принципом эквивалентности энергии и массы, согласно которому эти величины связаны между собой соотношением

$$E = mc^2, \quad (\text{V. 38})$$

где E — энергия в кГМ;

m — масса, выраженная в килограммах массы;

c — скорость света, равная $3 \cdot 10^{10}$, в м/сек.

Энергия, эквивалентная 1 кг массы, составляет

$$\sim 9 \cdot 10^{16} \text{ кГМ/кг массы,}$$

а в килокалориях на 1 кг веса

$$\frac{9 \cdot 10^{16}}{9,81 \cdot 427} = 2,15 \cdot 10^{13} \text{ ккал/кг.}$$

Из принципа эквивалентности массы и энергии следует, что притягательное взаимодействие частиц ядра, образующих устойчивый (с отрицательной потенциальной энергией) атом, сопровождается уменьшением их массы по сравнению с массой этих же частиц, удаленных на расстояние, исключающее взаимодействие между ними. Это уменьшение массы при ядерных реакциях носит название *дефекта массы*, обозначается Δm и может быть определено экспериментально.

По соотношению (V. 38) убыль энергии системы, а значит, величина выделившейся при этом энергии, равна

$$E = \Delta mc^2.$$

В качестве примера найдем энергию образования из элементарных частиц ядра атома гелия He_2^4 , имеющего 2 нейтрона, 2 протона, а следовательно, и 2 электрона.

За единицу массы при ядерных реакциях принимается $1/16$ массы атома кислорода O^{16} , равная

$$1,649 \cdot 10^{-27} \text{ кг массы.}$$

Массы частиц, выраженные в ядерных единицах, составляют:

масса свободного нейтрона	1,00845
масса свободного протона	1,007522
масса электрона	0,000548
масса атома гелия He_2^4	4,00336

Масса ядра гелия равна массе атома гелия за вычетом массы двух электронов:

$$\text{масса ядра гелия} = 4,00336 - 2 \cdot 0,000548 = 4,002264.$$

Дефект массы при образовании ядра гелия составит

$$\Delta m = (2 \cdot 1,00845 + 2 \cdot 1,007522) - 4,002264 = 0,02968 \text{ ядерных единиц массы.}$$

При образовании одного атома гелия из элементарных частиц выделится следующее количество тепла:

$$0,02968 \cdot 1,649 \cdot 10^{-27} \cdot 9,81 \cdot 2,15 \cdot 10^{13} = 1,02 \cdot 10^{-14} \text{ ккал/атом.}$$

На 1 г гелия приходится $1/4$ граммоля его, а так как в граммоле любого вещества находится $6,06 \cdot 10^{23}$ атомов, то общее количество тепла, выделенное при образовании 1 г гелия, составит

$$\frac{1}{4} \cdot 6,06 \cdot 10^{23} \cdot 1,02 \cdot 10^{-14} \text{ ккал/г} = 1,55 \cdot 10^9 \text{ ккал/г.}$$

Это количество тепла примерно соответствует тому, которое выделяется при образовании 50 т воды.

Энергия образования, а следовательно, и дефект массы различных ядер, так же как и энергия образования различных химических соединений, различна. Поэтому в принципе возможны ядерные реакции, которые приводят к образованию ядер с большими дефектами масс, чем исходные ядра. При этом вновь образованные ядра будут более устойчивыми. Энергия, выделяющаяся при образовании нового ядра, будет эквивалентна разности дефектов масс для вновь образованных и исходных ядер.

Ядерные реакции различных элементов проходят по-разному. Наиболее легко осуществляются ядерные реакции тяжелых эле-

ментов с большим массовым числом. Оказывается, что чем больше массовое число ядра, тем менее устойчиво ядро, тем большей склонностью к распаду оно обладает. Распад выражается в делении тяжелого ядра на более легкие с выделением энергии в виде излучения различных видов. Именно тяжелые ядра элементов обладают свойством радиоактивности, характеризующейся мощным излучением, возникающим при делении ядра.

Давно известны также и искусственные ядерные реакции, связанные с превращением легких элементов.

Однако для получения большого и постоянного выхода энергии при ядерных реакциях необходимо искусственно возбуждать ядра, увеличивая их энергию настолько, чтобы они становились неустойчивыми и распадались с образованием новых ядер. Эта энергия возбуждения ядер аналогична энергии активации химических реакций.

Величина энергии возбуждения сама по себе должна быть значительна, так как возбуждающая частица, несущая необходимую энергию, должна проникнуть в ядро.

Для интенсивного возбуждения ядер оказались непригодными заряженные частицы, так как большую часть своей энергии они теряют, не доходя до ядра, на преодоление сил электрического поля, окружающего ядро. Наиболее подходящей частицей для возбуждения ядра является не имеющий заряда нейтрон.

Кроме того, для непрерывного протекания ядерной реакции надо или иметь поток нейтронов соответствующей энергии, или же сама ядерная реакция должна являться источником образования нейтронов, необходимых для возбуждения все новых и новых ядер. Именно после создания таких условий стало возможным практическое использование ядерной энергии тяжелых элементов.

Для возбуждения легких элементов нужно еще больше энергии. Практически она получается путем использования энергии ядерных реакций тяжелых элементов.

Рассмотрим теперь количественную сторону вопроса и оценим возможности, открывающиеся при использовании ядерных реакций.

Каждая ядерная реакция характеризуется своим энергетическим эффектом. За меру его принимается дефект массы, который выражается в долях δ от первоначальной массы активного вещества.

Значение δ очень невелико; оно, конечно, меньше относительного дефекта массы при образовании ядер элементов, так как определяется разностью дефектов массы для двух ядер.

Для реакции деления ядра урана U_{92}^{235} $\delta=0,000731$; при реакциях с легкими атомами величина δ значительно выше.

Для реакции образования гелия из лития и водорода $Li_3^7 + H_1^1 \rightarrow 2He_2^4$ величина $\delta=0,00232$.

При реакции превращения водорода в гелий $4H_1^1 \rightarrow He_2^4$ величина $\delta=0,00715$.

Однако даже при таких незначительных дефектах масс ввиду огромной величины энергии, соответствующей единице массы, вы-

ход энергии K_a при указанных ядерных реакциях будет очень большим. Данные о выходе энергии приведены в следующей таблице.

Тип ядерной реакции	Выход энергии K_a в ккал/кг
Реакция деления урана U_{92}^{235}	$1,57 \cdot 10^{10}$
$Li_3^7 + H_1^1 \rightarrow 2He_2^4$	$2,67 \cdot 10^{10}$
$4H_1^1 \rightarrow He_2^4$	$1,54 \cdot 10^{11}$

Такое большое количество энергии при использовании ядерных реакций должно быть воспринято другим рабочим телом в виде тепловой или химической энергии, которую затем, так же как и в обычном двигателе, можно использовать для создания силы тяги.

Такой способ использования ядерной реакции открывает очень большие возможности в выборе носителя энергии в двигателе. В качестве рабочего тела, воспринимающего энергию ядерных реакций и реализующего ее в виде тепловой, может быть выбрано вещество с наибольшей весовой теплоемкостью, т. е. с низким числом атомов в молекуле и возможно меньшим молекулярным весом.

Таким веществом, возможным для использования, является водород, обладающий в качестве рабочего тела наилучшими свойствами, так как его молекулярный вес равен всего 2. Затем идут аммиак NH_3 и вода H_2O , весовые теплоемкости которых сравнительно высокие.

Следует отметить, что явление диссоциации, вредное при использовании химической энергии может оказаться полезным при использовании ядерной энергии, так как при диссоциации ядерная энергия может аккумулироваться в виде химической энергии, например, в виде положительной энергии образования атомарных газов.

Максимальная температура рабочего тела определяется возможностью создания надежно работающей конструкции атомного двигателя.

Данные о количестве тепла K_G в ккал/кг, аккумулированного в 1 кг рабочего тела, состоящего из различных веществ, при температуре 4000 и 6000° абс. (без учета диссоциации) приведены в табл. 8. Там же приведены количества активного вещества G_a (урана U_{92}^{235} или плутония Pu_{94}^{230}), необходимого для нагревания 1 кг рабочего тела до соответствующих температур.

Данные об удельной тяге, которую можно получить при использовании атомной энергии, говорят о том, что бо́льшая, чем у обычных топлив, тяга может быть достигнута только при высоких температурах в камере или при использовании водорода как рабочего тела двигателя. Однако водород неудобен тем, что удельный вес его в жидком состоянии мал. Повышение температуры в дви-

Таблица 8

Вещество, рабочего тела	4000° абс.				6000° абс.			
	K_G ккал/кг	C_a кг/кг	$P_{уд}$ кгсек/кг	$P_{уд}^1$ кгсек/л	K_G ккал/кг	C_a кг/кг	$P_{уд}$ кгсек/кг	$P_{уд}^1$ кгсек/л
Молекулярный водород (без диссоциации)	15500	$7,2 \cdot 10^{-10}$	822	57,6	25000	$1,2 \cdot 10^{-3}$	1045	78,2
Вода (без диссоциации)	2450	$1,14 \cdot 10^{-10}$	330	330	4700	$2,18 \cdot 10^{-10}$	453	453
Аммиак при разложении на молекулярные водород и азот	1940	$0,9 \cdot 10^{-10}$	293	200	3000	$1,39 \cdot 10^{-10}$	366	250
Атомарный водород (без рекомбинации)	71500	$3,34 \cdot 10^{-9}$	1105	—	81400	$3,78 \cdot 10^{-9}$	1350	—
Атомарный кислород (без рекомбинации)	4900	$2,28 \cdot 10^{-10}$	275	—	5500	$2,56 \cdot 10^{-10}$	337	—
Атомарный азот (без ре- комбинации)	9500	$4,42 \cdot 10^{-10}$	298	—	10200	$4,75 \cdot 10^{-10}$	360	—

гателе приведет к новым затруднениям в системе охлаждения двигателя.

Расход активной массы на подогрев до необходимых температур рабочего тела чрезвычайно мал. Однако действительное количество активной массы в двигателе будет определяться тем обстоятельством, что для протекания ядерных реакций необходима некоторая минимальная или критическая масса.

Необходимость ее объясняется тем, что размеры атомного ядра малы (поперечное сечение порядка 10^{-24} см²) и поэтому для обеспечения достаточно большой вероятности столкновения нейтронов с ядром атома необходимо обеспечить значительную величину пути, который нейтрон должен проходить в активном веществе, т. е. масса активного вещества должна быть больше некоторой минимальной величины.

Величина критической массы зависит от вида активного вещества и условий протекания ядерных реакций.

Например, для чистого вещества U^{238} , U^{235} или Pu^{239} критическая масса составляет шар, радиусом в несколько сантиметров и весом в 20—30 кг¹.

Однако вряд ли можно будет использовать в ракетном двигателе активные вещества в таком виде, так как при этих условиях поверхность теплопередачи получается очень малой; кроме того, ядерные реакции проходят слишком быстро. Для увеличения поверхности теплопередачи, замедления скорости ядерной реакции и возможности управления ею, к делящемуся веществу необходимо добавить так называемый замедлитель. Он должен обладать малой способностью поглощать нейтроны, но сильно уменьшать их скорость. В качестве замедлителя используется графит или тяжелая вода.

Такая схема использования активного вещества лежит в основе всех существующих проектов применения атомной энергии для промышленных целей.

Величина критической массы при использовании замедлителя сильно возрастает и доходит до сотен килограмм.

Основное затруднение, возникающее при размещении в камере двигателя пакета активной массы и замедлителя, состоит в том, что температура активного вещества для обеспечения теплопередачи рабочему телу должна быть больше, чем температура самого рабочего тела, т. е. должна быть очень высокой. Решение этой проблемы представляет большие трудности, так как неизвестны материалы, которые остаются твердыми при температурах 4000—6000 °абс. Уран плавится при $T=1150$ °абс. Более тугоплавкое вещество — окись урана — плавится при $T=2100$ °абс. Даже графит испаряется при температуре около 4000 °абс.

По этим причинам следует искать такое конструктивное решение, при котором не все части пакета активного вещества подвергались бы интенсивному нагреву и более холодные участки обес-

¹ «Современная техника», Сборник рефератов № 6, Издательство иностранной литературы, 1949.

печивали бы необходимую механическую прочность пакета в целом.

Размеры пакета, возможно, придется делать большими также и для получения необходимой величины поверхности, передающей тепло рабочему телу.

Это затруднение не встречается при другом способе использования ядерной энергии в двигателе, когда активное вещество впрыскивается в камеру в виде раствора или суспензии в жидкости. Такая схема использования атомной энергии является очень заманчивой, так как обеспечивает наилучшие условия теплопередачи в турбулентном газовом потоке.

Большой трудностью при использовании такой схемы является то, что размеры камеры должны быть очень большими.

Величина критической массы в этом случае заменяется критическим произведением из давления в камере p_2 на ее радиус R_k . По некоторым подсчетам при использовании в качестве рабочего тела водорода при температуре в камере, равной 5000° абс., необходимое произведение $p_2 R_k$ составляет $12\,000$ м. ата (произведение метров на $кг/см^2$). Таким образом, при давлении в камере в 100 $кг/см^2$ камера должна иметь минимальный диаметр в 240 м. Нельзя даже и говорить о создании камер таких размеров.

Те же подсчеты для других рабочих тел дают еще большие значения критического размера камеры.

Краткие сведения о возможностях использования энергии ядерных реакций в ракетных двигателях, приведенные выше, показывают, что эта проблема очень сложна и предстоит еще длительная работа, пока применение атомной энергии для ракетного двигателя станет реально осуществимым.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ И ЗАДАЧИ

1. Перечислите основные требования к топливу ЖРД.
2. Назовите конструктивные и эксплуатационные требования к топливу ЖРД.
3. Найдите весовой состав смеси: этилового спирта 75% и воды 25% .
4. Определите теоретически необходимое количество окислителя для сгорания 75% -ного раствора этилового спирта с водой.
5. Что называется коэффициентом избытка окислителя?
6. Что называется полным теплосодержанием?
7. Как определяется знак теплоты образования?
8. Опишите систему отсчета полных теплосодержаний, предложенную А. П. Ваничевым.
9. Определите полное теплосодержание 95% -ного раствора азотной кислоты с водой при 20° С, если теплота растворения воды в азотной кислоте составляет — 280 ккал/кг воды.
10. Определите полное теплосодержание 75% -ного раствора этилового спирта с водой при 20° С, если теплота растворения спирта в воде составляет — 170 ккал/кг воды.
11. Расскажите об основных свойствах азотной кислоты.
12. Назовите горючие, применяемые в топливах на основе кислорода.
13. Какие топлива для ЖРД следует считать перспективными?
14. С какими окислителями следует сжигать металлические горючие?

Глава VI

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчет производится для определения удельной тяги и основных размеров сопла жидкостного ракетного двигателя. Он включает в себя расчет сгорания и истечения.

В основе расчета сгорания и истечения лежит расчет состава и температуры продуктов сгорания в камере двигателя и на срезе сопла при заданных давлениях.

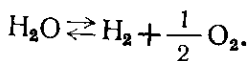
Этот расчет обязательно должен производиться с учетом диссоциации, так как в продуктах сгорания остается большое количество химической энергии.

§ 31. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПРОСТЕЙШЕГО ТОПЛИВА

Составление системы уравнений для определения состава продуктов сгорания

Расчет состава и температуры продуктов сгорания представляет собой довольно громоздкую операцию, в которой надо ясно представлять смысл используемых уравнений и методы разрешения их. Поэтому прежде чем приступить непосредственно к интересующему нас расчету сгорания и истечения в ЖРД, мы на более простых примерах изучим способы составления и разрешения системы уравнений для определения температуры и состава продуктов сгорания.

Определим состав продуктов сгорания водорода и кислорода при температуре 3000°абс. и заданном давлении $p_2 = 1 \text{ ата}$, если исходная смесь содержала 1 *граммоль* водорода H_2 и 1 *граммоль* кислорода O_2 . При этом будем считать, что диссоциация продуктов полного сгорания, т. е. водяных паров, происходит только на молекулярные водород и кислород по уравнению



В таком случае продукты сгорания будут состоять из трех газов: водорода, кислорода и водяных паров. Число молей этих газов, которые мы обозначим через M_{H_2} , M_{O_2} и $M_{\text{H}_2\text{O}}$, будут тремя не-

известными, подлежащими определению. Для определения этих трех неизвестных необходимо составить систему из трех уравнений.

В соответствии с рассматриваемой реакцией диссоциации



константа равновесия (см. § 12) этой реакции записывается в виде

$$K = \frac{p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} \quad (\text{VI. 2})$$

Эта величина в общем случае зависит от температуры, но так как в нашем примере температура задана, то она имеет определенное численное значение, которое составляет 0,049*.

Необходимо составить еще два уравнения для определения состава продуктов сгорания. Их можно найти, если воспользоваться законом сохранения вещества. Так как при химических реакциях не происходит изменения элементов, то мы можем утверждать, что количество элементов, т. е. водорода и кислорода, взятых до реакции сгорания, равно количеству этих элементов, находящихся в продуктах сгорания.

Уравнения сохранения вещества, написанные в такой форме, называются *уравнениями баланса элементов*. Так как количество того или иного элемента целиком определяется числом граммолей его, то будем составлять уравнение баланса в граммолях. Это в данном случае приводит к простейшему виду уравнений баланса.

Составим уравнение баланса водорода.

До сгорания по условию задачи мы имеем 1 граммоль водорода. После сгорания и диссоциации водород будет входить в водяные пары H_2O и в молекулярный водород H_2 . Обратим внимание на то, что для образования 1 граммоля водяных паров необходимо затратить также 1 граммоль молекулярного водорода.

Так как в образовавшихся продуктах сгорания имеется и H_2O и H_2 , то, очевидно, количество граммолей водяных паров H_2O , образовавшееся при сгорании 1 граммоля H_2 при наличии диссоциации, будет меньше единицы.

Число граммолей водяных паров в продуктах сгорания обозначим через x , т. е. $M_{\text{H}_2\text{O}} = x$. Тогда количество граммолей водорода, находящегося в продуктах сгорания, определяется суммой x граммолей H_2 , входящего в H_2O , и M_{H_2} граммолей свободного молекулярного водорода. Так как по закону сохранения вещества общее количество граммолей водорода при сгорании не изменилось, то, очевидно, эта сумма равна числу граммолей водорода в исходной смеси, т. е. 1. Следовательно,

$$1 = x + M_{\text{H}_2} \quad (\text{VI. 3})$$

* Величина константы взята по старым данным. Более точные значения константы приведены в приложении 2.

или, разрешая относительно M_{H_2} , получим

$$M_{H_2} = 1 - x. \quad (VI.4)$$

Такие же рассуждения позволяют составить и уравнение баланса кислорода. До сгорания в исходной смеси находится 1 *граммоль* O_2 ; после сгорания кислород находится в водяных парах H_2O и в виде свободного молекулярного кислорода O_2 . Количество кислорода, входящее в водяные пары, составляет $\frac{1}{2}$ *граммоля* на 1 *граммоль* H_2O . Так как число граммолей воды равно x , то, обозначив число граммолей свободного кислорода M_{O_2} , можно написать

$$1 = \frac{1}{2}x + M_{O_2}, \quad (VI.5)$$

или

$$M_{O_2} = 1 - 0,5x. \quad (VI.6)$$

Таким образом, мы получили еще два уравнения для определения состава продуктов сгорания. Обратим внимание на то, что число балансовых уравнений всегда равно числу элементов, входящих в исходное топливо. Теперь мы имеем три уравнения для нахождения трех неизвестных.

Решение системы уравнений для определения состава продуктов сгорания

Для решения полученной системы уравнений (VI.2), (VI.4) и (VI.6) выразим состав газов через парциальные давления. Для этого надо использовать связь парциальных давлений p_{H_2O} ; p_{H_2} и p_{O_2} с числом молей этих газов.

Известно, что

$$p_{H_2O} = r_{H_2O} p_{\Sigma}; \quad p_{H_2} = r_{H_2} p_{\Sigma}; \quad p_{O_2} = r_{O_2} p_{\Sigma}, \quad (VI.7)$$

где p_{Σ} — общее давление газовой смеси;

r_{H_2O} , r_{H_2} и r_{O_2} — объемные доли соответствующих газов в смеси.

Так как моль любого газа занимает при данных условиях строго определенный объем, не зависящий от рода газа, то объемная доля любого газа определяется отношением числа граммолей данного газа к суммарному числу граммолей M_{Σ} всех газов, составляющих смесь. В нашем случае

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_{\Sigma}}; \quad r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_{\Sigma}}; \quad r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{\Sigma}}. \quad (VI.8)$$

Общее число молей M_{Σ} составит

$$M_{\Sigma} = M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{O_2}. \quad (VI.9)$$

Воспользовавшись выражениями (VI.4) и (VI.6), получим

$$M_{\Sigma} = x + 1 - x + 1 - 0,5x = 2 - 0,5x. \quad (VI.10)$$

В соответствии с (VI.8) и (VI.7) объемные доли и парциальные давления будут равны

$$\left. \begin{aligned} r_{H_2O} &= \frac{x}{2-0,5x}; & p_{H_2O} &= \frac{x}{2-0,5x} p_{\Sigma}; \\ r_{H_2} &= \frac{1-x}{2-0,5x}; & p_{H_2} &= \frac{1-x}{2-0,5x} p_{\Sigma}; \\ r_{O_2} &= \frac{1-0,5x}{2-0,5x}; & p_{O_2} &= \frac{1-0,5x}{2-0,5x} p_{\Sigma}. \end{aligned} \right\} \quad (VI.11)$$

Подставим значения парциальных давлений и значение константы равновесия в уравнение (VI.2) и после сокращения на p_{Σ} и $(2-0,5x)$, получим

$$K = 0,049 = \frac{(1-x)(1-0,5x)^{\frac{1}{2}}}{(2-0,5x)^{\frac{1}{2}} x} p_{\Sigma}^{\frac{1}{2}} \quad (VI.12)$$

или

$$\frac{K}{p_{\Sigma}^{\frac{1}{2}}} = \frac{0,049}{p_{\Sigma}^{\frac{1}{2}}} = \frac{(1-x)(1-0,5x)^{\frac{1}{2}}}{(2-0,5x)^{\frac{1}{2}} x} \quad (VI.13)$$

Таким образом, если задана величина суммарного давления газовой смеси p_{Σ} , то из нашей системы получится одно уравнение с одним неизвестным.

Решим полученное уравнение при давлении p_{Σ} , равном одной физической атмосфере (в значения констант равновесия обычно входят не технические, а физические атмосферы).

В этом случае уравнение (VI.13) примет вид

$$0,049 = \frac{(1-x)(1-0,5x)^{\frac{1}{2}}}{(2-0,5x)^{\frac{1}{2}} x} \quad (VI.14)$$

Это уравнение представляет собой уравнение третьей степени, аналитическое решение которого возможно, но довольно громоздко.

Будем решать уравнение путем подбора. Наметим район ожидаемых значений x . Если бы сгорание происходило без диссоциации, то в продуктах сгорания находился бы 1 граммоль H_2O , ибо кислорода для окисления всего водорода в воду достаточно (надо $\frac{1}{2}$ граммоль, а имеется 1 граммоль) и значение $M_{H_2O} = x$ было бы равно единице. В результате диссоциации содержание водяных паров будет несколько меньше, т. е. $x < 1$.

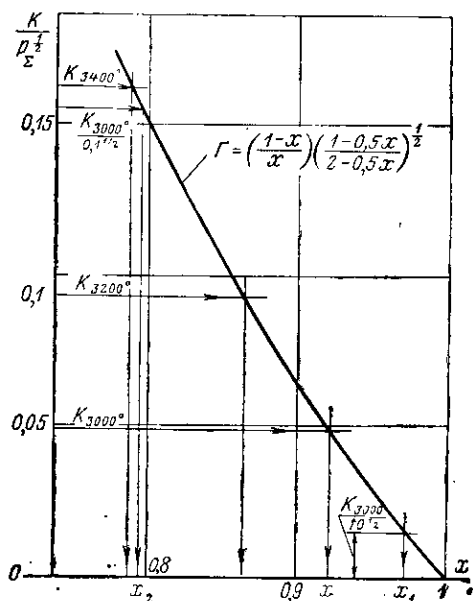
Задавшись различными значениями $x < 1$, подсчитываем величину Γ , входящую в уравнение (VI.14),

$$\Gamma = \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{1-0,5x}{2-0,5x} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Решение уравнения (VI.14) проводим графически (фиг. 63). Для этого напомним на графике зависимость

$$\Gamma = f(x).$$

Решение уравнения (VI.14) находим как точку пересечения кривой Γ с прямой, отсекающей на оси Γ значение правой части



Фиг. 63. Графическое решение уравнения (VII.14) для определения состава диссоциированной смеси продуктов сгорания.

уравнения (VI.14). В рассматриваемом случае при $p_{\Sigma}=1$ и $T=3000^{\circ}$ абс.

$$\Gamma = K = 0,049.$$

Как видим, при этом $x=0,922$.

Таким образом, количество молей водяных паров, находящихся в диссоциированной смеси, равно

$$M_{H_2O} = 0,922.$$

Это означает также, что в результате диссоциации было разложено $1-0,922=0,078$ грамма водяных паров.

Воспользовавшись уравнениями (VI.4) и (VI.6), найдем

$$M_{H_2} = 1 - 0,922 = 0,078;$$

$$M_{O_2} = 1 - 0,5 \cdot 0,922 = 0,539.$$

Общее число молей продуктов сгорания M_{Σ} составит

$$M_{\Sigma} = 2 - 0,5x = 1,539,$$

а парциальные давления при $p_{\Sigma} = 1,0$ по (VI. 11) равны

$$p_{H_2} = \frac{0,078}{1,539} 1 = 0,050;$$

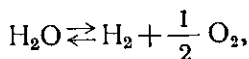
$$p_{O_2} = \frac{0,539}{1,539} 1 = 0,350;$$

$$p_{H_2O} = \frac{0,922}{1,539} 1 = 0,600.$$

Таким образом, мы определили состав диссоциировавших продуктов сгорания при $p_{\Sigma} = 1 \text{ ата}$ и $T = 3000^{\circ} \text{ абс.}$

Влияние давления и температуры на состав продуктов сгорания

Уравнение, по которому происходит диссоциация водяных паров



говорит о том, что диссоциация водяных паров сопровождается увеличением числа молей или объема газовой смеси. Следовательно, протекание реакции диссоциации зависит от давления (см. § 12). Увеличение давления должно привести к уменьшению диссоциации водяных паров, а понижение давления — к увеличению диссоциации их.

Кроме того, интенсивность реакций диссоциации продуктов сгорания зависит от температуры. С увеличением температуры в продуктах сгорания должно увеличиваться содержание продуктов диссоциации.

Для того, чтобы проследить влияние давления на состав газов, решим уравнение (VI. 13) при температуре $3000^{\circ} \text{ абс.}$ и при двух давлениях смеси: $p_{\Sigma} = 10 \text{ ата}$ и $p_{\Sigma} = 0,1 \text{ ата}$, в связи с чем левая часть уравнения (VI. 13) $\frac{0,049}{p_{\Sigma}^2}$ станет равна соответственно 0,0155

при $p_{\Sigma} = 10 \text{ ата}$ и 0,1550 при $p_{\Sigma} = 0,1 \text{ ата}$. Графические решения, приведенные на фиг. 63, дают соответственно

$$x_{p_{\Sigma}=10} = 0,972 \quad \text{и} \quad x_{p_{\Sigma}=0,1} = 0,796.$$

Состав продуктов сгорания, вычисленный при давлениях 0,1; 1 и 10 ата, приведен в табл. 9.

Данные этой таблицы показывают, что с уменьшением общего давления в смеси газов действительно увеличивается содержание продуктов диссоциации, т. е. M_{H_2} и M_{O_2} .

Таблица 9

Состав продуктов сгорания при температуре $T=3000^\circ$ абс. и трех различных давлениях
(исходная смесь: 1 граммоль H_2+1 граммоль O_2)

Давление p_{Σ} в ата	M_{H_2O}	M_{H_2}	M_{O_2}	M_{Σ}	p_{H_2O}	p_{H_2}	p_{O_2}
0,1	0,796	0,204	0,602	1,602	0,0497	0,0127	0,0376
1	0,922	0,078	0,539	1,539	0,6000	0,0500	0,350
10	0,972	0,028	0,514	1,514	6,4300	0,1800	3,390

Оценим влияние температуры на состав продуктов сгорания. Для этого дополнительно рассчитаем составы продуктов сгорания при давлении $p_{\Sigma}=1$ ата, еще при двух значениях температуры: при 3200° абс. и 3400° абс.

Левые части уравнения (VI. 13) будут соответственно равны значениям констант равновесия $K=0,093$ и $K=0,167$ (как и ранее, эти значения констант равновесия взяты из старых таблиц). Проведя графически решения, аналогичные предыдущим, получим данные, приведенные в табл. 10.

Таблица 10

Состав продуктов сгорания при давлении 1 ата и трех различных температурах
(исходная смесь: 1 граммоль H_2+1 граммоль O_2)

T° абс.	K_2	M_{H_2O}	M_{H_2}	M_{O_2}	M_{Σ}	p_{H_2O}	p_{H_2}	p_{O_2}
3000	0,049	0,922	0,078	0,539	1,539	0,600	0,050	0,350
3200	0,093	0,865	0,135	0,567	1,567	0,552	0,086	0,362
3400	0,162	0,790	0,210	0,605	1,605	0,492	0,131	0,377

Как видно из сравнения данных табл. 9 и 10, температура значительно более резко влияет на состав продуктов сгорания, чем давление. Так, изменение температуры от 3000 до 3400° абс., т. е. на 13%, привело примерно к такому же изменению состава, как и изменение давления от 1 до 0,1 ата, т. е. в 10 раз.

§ 32. СОСТАВЛЕНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВА И ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В КАМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ

Разобранный нами пример определения состава продуктов сгорания при заданной температуре позволяет выяснить типы уравнений, входящих в необходимую для определения состава продуктов сгорания систему уравнений.

Первый тип уравнений — это уравнения констант равновесия тех реакций диссоциации, которые учитываются в расчете; второй

тип уравнений — это уравнения баланса элементов, входящих в топливо. Кроме того, при расчете используется уравнение $p_T = \sum p_i$

Уравнения указанных двух типов дают достаточное число уравнений, необходимых для отыскания состава продуктов сгорания. В качестве вспомогательных уравнений при определении состава используются уравнения, связывающие состав газа, выраженный в граммах, с составом газа, выраженным в парциальных давлениях.

Если поставить дополнительно задачу определения также и температуры в камере сгорания, то у нас появится новое неизвестное, а именно температура продуктов сгорания. Для ее определения надо составить еще одно уравнение.

Так как температура определяет запас энергии в газе, то для ее вычисления мы должны использовать уравнение, связывающее запас энергии в топливе и в продуктах сгорания. При сгорании топлива происходит переход химической энергии в тепловую энергию. Общий же запас энергии в топливе и в продуктах сгорания, если не учитывать потерь тепла во внешнюю среду, согласно закону сохранения энергии остается неизменным.

Общий запас энергии в случае сгорания при постоянном давлении характеризуется полным теплосодержанием I_n . Следовательно, полное теплосодержание продуктов сгорания $I_{n.p.c}$ (включая химическую энергию) при температуре сгорания T_2 , которую они имеют в конце камеры сгорания, должно быть равно полному теплосодержанию исходного топлива I_n .

$$I_n = [I_{n.p.c}]_{T_2} \quad (VI. 15)$$

Это уравнение, поскольку оно оперирует не с величинами теплотворных способностей, а с величинами полных теплосодержаний, годится как для полного, так и для неполного сгорания. Неполное сгорание может произойти из-за недостатка кислорода, а также вследствие диссоциации.

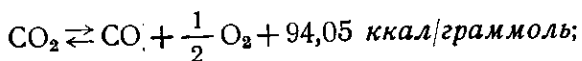
Рассмотрим составление такой системы уравнений для случая, когда в топливе содержится четыре элемента: углерод, водород, кислород и азот, так как этот случай наиболее характерен для применяемых в настоящее время топлив ЖРД.

Составление уравнений реакций диссоциации

Начнем составление системы уравнений с уравнений первого типа, т. е. уравнений реакций диссоциации, возможных для продуктов сгорания рассматриваемого топлива.

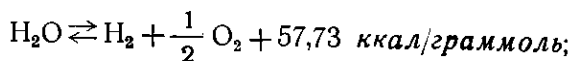
Таковыми реакциями являются:

1. Реакция диссоциации углекислого газа



$$K_1 = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{CO}_2}} = f_1(T) \quad (VI. 16)$$

2. Реакция диссоциации водяных паров на молекулярный водород и кислород



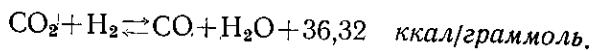
$$K_2 = \frac{p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = f_2(T). \quad (\text{VI. 17})$$

Эти реакции (VI. 16) и (VI. 17) при одинаковой температуре идут с различной интенсивностью.

При одновременном присутствии в смеси продуктов сгорания водорода и углерода эти реакции диссоциации могут взаимно влиять друг на друга.

Так, например, кислород, выделившийся при диссоциации углекислого газа, может пойти на окисление водорода, выделяющегося при диссоциации водяных паров.

Совместное протекание первых двух реакций легче всего исследовать, если составить суммарную реакцию, объединяющую их. В качестве такой реакции для случаев недостатка окислителя ($\alpha < 1$) особенно характерна реакция водяного газа, получающаяся при вычитании второй реакции из первой



Уравнение константы равновесия для этой реакции имеет вид

$$K_{2a} = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} p_{\text{H}_2}} = f_{2a}(T). \quad (\text{VI. 17}')$$

Эта реакция осуществляется при получении генераторного газа путем вдувания паров воды в атмосферу окиси углерода над слоем раскаленного угля, отдающего тепло, необходимое для образования водорода, и называется *реакцией образования водяного газа*. Она имеет также важное значение и в процессах, протекающих в камере сгорания ЖРД. Особенностью реакции водяного газа является то, что в отличие от реакций, ее составляющих, она проходит без изменения числа молей (объема). Следовательно, состав продуктов сгорания, если они образуются в соответствии с этой реакцией, не зависит от давления в камере сгорания. Указанное обстоятельство снижает эффект повышения давления как меры, препятствующей диссоциации в камере сгорания ЖРД продуктов сгорания углеводородных горючих.

Константа равновесия K_{2a} , так же как и константы равновесия всех других реакций, идущих с затратой тепла, увеличивается при увеличении температуры. Следовательно, с увеличением температуры в смеси будет увеличиваться содержание окиси углерода и водяных паров. При низких температурах в равновесной смеси, наоборот, будет преобладать углекислый газ и молекулярный водород.

Уравнение реакции водяного газа часто используется при проведении расчетов равновесных состояний.

3. Реакция диссоциации водяного пара на водород и гидроксильную группу

$$\text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{OH} + \frac{1}{2} \text{H}_2;$$

$$K_3 = \frac{p_{\text{OH}} p_{\text{H}_2}^{1/2}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = f_3(T). \quad (\text{VI. 18})$$

4. Реакция образования окиси азота

$$\text{N}_2 + \text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{NO};$$

$$K_4 = \frac{p_{\text{NO}}^2}{p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}} = f_4(T), \quad (\text{VI. 19})$$

проходящая с затратой тепла и без изменения числа молей.

5. Реакция диссоциации молекулярного водорода на атомарный:

$$\text{H}_2 \rightleftharpoons 2\text{H};$$

$$K_5 = \frac{p_{\text{H}}^2}{p_{\text{H}_2}} = f_5(T). \quad (\text{VI. 20})$$

6. Реакция диссоциации молекулярного кислорода на атомарный

$$\text{O}_2 \rightleftharpoons 2\text{O};$$

$$K_6 = \frac{p_{\text{O}}^2}{p_{\text{O}_2}} = f_6(T). \quad (\text{VI. 21})$$

7. Реакция диссоциации молекулярного азота на атомарный

$$\text{N}_2 \rightleftharpoons 2\text{N};$$

$$K_7 = \frac{p_{\text{N}}^2}{p_{\text{N}_2}} = f_7(T). \quad (\text{VI. 22})$$

Семь приведенных реакций являются наиболее вероятными из тех, которые могут протекать в камере сгорания. Остальные реакции, например, реакции образования углеводородов (типа метана CH_4) при температурах, имеющих в камере сгорания, учитывать не следует, так как при высоких температурах углеводороды неустойчивы и не могут содержаться в камере ЖРД.

В приведенных семи уравнениях констант равновесия реакций диссоциации содержится 11 неизвестных парциальных давлений газов, составляющих продукты сгорания:

$$p_{\text{CO}_2}; p_{\text{H}_2\text{O}}; p_{\text{CO}}; p_{\text{N}_2}; p_{\text{H}_2}; p_{\text{O}_2}; p_{\text{NO}}; p_{\text{OH}}; p_{\text{H}}; p_{\text{O}} \text{ и } p_{\text{N}}.$$

Кроме того, нам не известна температура в камере сгорания, величина которой определяет значение констант равновесия. Таким образом, всего в уравнениях реакций диссоциации содержится 12 неизвестных величин.

Составление уравнений баланса элементов

Как было установлено выше, уравнения баланса элементов составляются путем приравнивания количества элемента, входившего в топливо, количеству этого же элемента, входящего в продукты сгорания. При составлении балансовых уравнений для камеры сгорания ЖРД будем выражать количество элемента, входящего в его состав, в кг на 1 кг топлива или же на 1 кг продуктов сгорания.

Рассмотрим подробно способ составления уравнений баланса элементов на примере составления уравнения баланса азота.

Количество килограмм азота, приходящегося на 1 кг топлива, по уравнениям (V. 17) составит

$$N_T = \frac{N_T + \nu N_0}{1 + \nu} \quad (\text{VI. 23})$$

Для подсчета количества азота в продуктах сгорания будем иметь в виду, что он входит в состав следующих трех газов: молекулярного азота N_2 , атомарного азота N и окиси азота NO . Обозначим через M_{N_2} ; M_N ; M_{NO} числа граммолей этих газов, приходящихся на 1 кг продуктов сгорания.

В одном граммоле молекулярного азота N_2 содержится $2 \times 14 = 28$ г азота, а в 1 граммоле атомарного азота N и окиси азота NO содержится по $1 \times 14 = 14$ г азота. Следовательно, количество азота, входящее в продукты сгорания в граммах на 1 кг продуктов сгорания, составит

$$2 \cdot 14 M_{N_2} + 1 \cdot 14 M_N + 1 \cdot 14 M_{NO}$$

и в килограммах на 1 кг:

$$\frac{1}{1000} (2 \cdot 14 M_{N_2} + 1 \cdot 14 M_N + 1 \cdot 14 M_{NO}) = \frac{14}{1000} (2 M_{N_2} + M_N + M_{NO}).$$

В полученном соотношении перейдем от числа граммолей газов к величинам парциальных давлений их. Для этого рассмотрим две величины: суммарное давление, под которым находятся продукты сгорания p_Σ , и общее число граммолей всех продуктов сгорания M_Σ , приходящееся на 1 кг рабочей смеси (1 кг продуктов сгорания).

Тогда (см. § 31) числа молей азотосодержащих газов запишутся в виде

$$M_{N_2} = M_\Sigma \frac{p_{N_2}}{p_\Sigma}; \quad M_N = M_\Sigma \frac{p_N}{p_\Sigma}; \quad M_{NO} = M_\Sigma \frac{p_{NO}}{p_\Sigma}, \quad (\text{VI. 24})$$

и количество азота, входящее в 1 кг продуктов сгорания, можно записать так:

$$\frac{14}{1000} \frac{M_\Sigma}{p_\Sigma} (2 p_{N_2} + p_N + p_{NO}). \quad (\text{VI. 25})$$

По смыслу уравнений баланса элементов следует приравнять это количество азота тому количеству его, которое имеется в топливе. Окончательно балансовое уравнение для азота примет вид

$$N_T = \frac{N_T + \nu N_0}{1 + \nu} = \frac{14}{1000} \frac{M_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} (2p_{N_2} + p_N + p_{NO}). \quad (\text{VI. 26})$$

Схема построения балансовых уравнений, как показывает разобранный выше пример, такова. Общим коэффициентом перед скобкой, в которую входит сумма парциальных давлений, является отношение

$\frac{M_{\Sigma}}{1000 p_{\Sigma}}$, умноженное на атомный вес элемента, для которого записывается балансовое уравнение. Парциальные давления, входящие в балансовые уравнения, берутся с коэффициентом, равным числу атомов данного элемента, находящихся в молекуле данного газа. На основании этого остальные балансовые уравнения для углерода, водорода и кислорода запишутся в следующем виде:

$$C_T = \frac{C_T + \nu C_0}{1 + \nu} = \frac{12 M_{\Sigma}}{1000 p_{\Sigma}} (p_{CO_2} + p_{CO}); \quad (\text{VI. 27})$$

$$H_T = \frac{H_T + \nu H_0}{1 + \nu} = \frac{1 M_{\Sigma}}{1000 p_{\Sigma}} (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H); \quad (\text{VI. 28})$$

$$O_T = \frac{O_T + \nu O_0}{1 + \nu} = \frac{16 M_{\Sigma}}{1000 p_{\Sigma}} (2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + p_{NO} + p_O). \quad (\text{VI. 29})$$

Дополнительные уравнения для определения состава и температуры продуктов сгорания

В полученных выше четырех уравнениях баланса появилось еще два дополнительных неизвестных — число граммолей продуктов сгорания, приходящихся на 1 кг топлива M_{Σ} , и общее давление p_{Σ} .

Общее давление определится как сумма парциальных давлений продуктов сгорания

$$p_{\Sigma} = p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{N_2} + p_{O_2} + p_{H_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_H + p_O + p_N = \sum p_i. \quad (\text{VI. 30})$$

Величину M_{Σ} также можно выразить через парциальные давления газов, составляющих продукты сгорания. Обозначим кажущийся молекулярный вес смеси продуктов сгорания через μ_{Σ} .

По формуле (II. 7)

$$\mu_{\Sigma} = \frac{1}{p_{\Sigma}} \sum_i \nu_i p_i \quad (\text{VI. 31})$$

1 кг смеси газов с кажущимся молекулярным весом μ_{Σ} составляет $\frac{1}{\mu_{\Sigma}}$ часть кг-моля, или $\frac{1000}{\mu_{\Sigma}}$ граммолей.

Следовательно, число граммолей в 1 кг равно

$$M_{\Sigma} = \frac{1000}{\mu_{\Sigma}} = \frac{1000 p_{\Sigma}}{\sum_i \mu_i p_i}, \quad (\text{VI. 32})$$

откуда видим, что отношение $\frac{M_{\Sigma}}{p_{\Sigma}}$, входящее в балансовые уравнения (VI. 26), (VI. 27), (VI. 28) и (VI. 29), можно записать в виде

$$\frac{M_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} = \frac{1000 p_{\Sigma}}{p_{\Sigma} \sum_i \mu_i p_i} = \frac{1000}{\sum_i \mu_i p_i}. \quad (\text{VI. 33})$$

Последним уравнением в рассматриваемой системе будет уравнение сохранения энергии, которое для сгорания при отсутствии отвода тепла от камеры имеет вид (VI. 15)

$$I_{n_{\tau}} = [I_{n_{п.с}}] T_2.$$

Для решения этого уравнения необходимо уметь находить полное теплосодержание продуктов сгорания при заданной температуре. Если состав продуктов сгорания определен (т. е. найдены p_i), то легко подсчитать полное теплосодержание их при заданной температуре (см. § 27), используя таблицы полных теплосодержаний, приведенные в приложении 3

$$I_{n_{п.с}} = \frac{M_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} \sum_i I_{n_i} p_i \quad (\text{VI. 34})$$

или с учетом (VI. 33)

$$I_{n_{п.с}} = \frac{\sum_i I_{n_i} p_i}{\sum_i \mu_i p_i} 1000. \quad (\text{VI. 35})$$

Окончательный вид системы уравнений и пути разрешения ее

Сведем уравнения, описывающие состояние газа в камере двигателя, в единую систему, опуская промежуточные формулы. Эта система примет следующий вид.

$$\left. \begin{aligned} 1. \quad K_1 &= \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{CO}_2}} = f_1(T). \\ 2. \quad K_2 &= \frac{p_{\text{H}_2} p_{\text{O}_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{\text{H}_2\text{O}}} = f_2(T) \\ &\text{или} \\ K_{2a} &= \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} p_{\text{H}_2}} = f_{2a}(T). \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI. 36})$$

$$\begin{aligned}
3. \quad K_3 &= \frac{p_{OH} p_{H_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{H_2O}} = f_3(T). \\
4. \quad K_4 &= \frac{p_{NO}^2}{p_{N_2} p_{O_2}} = f_4(T). \\
5. \quad K_5 &= \frac{p_H^2}{p_{H_2}} = f_5(T). \\
6. \quad K_6 &= \frac{p_O^2}{p_{O_2}} = f_6(T). \\
7. \quad K_7 &= \frac{p_N^2}{p_{N_2}} = f_7(T). \\
8^*. \quad C_T &= \frac{12}{\sum \nu_i p_i} (p_{CO_2} + p_{CO}). \\
9. \quad H_T &= \frac{1}{\sum \nu_i p_i} (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H). \\
10. \quad N_T &= \frac{14}{\sum \nu_i p_i} (2p_{N_2} + p_{NO} + p_N). \\
11. \quad O_T &= \frac{16}{\sum \nu_i p_i} (2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + \\
&\quad + p_{NO} + p_O). \\
12. \quad I_{n_T} &= [I_{n, c}]_{T_2}. \\
13. \quad \mu_\Sigma &= \frac{\sum \nu_i p_i}{p_\Sigma}. \\
14. \quad p_\Sigma &= \sum p_i = p_2.
\end{aligned}
\tag{VI. 36}$$

В эту систему из 14 уравнений входит 14 неизвестных величин, а именно: 11 парциальных давлений газов, составляющих смесь, μ_Σ , $p_\Sigma = p_2$ и T_2 , поэтому принципиально она может быть разрешена.

Полученная система уравнений, если бы она была сведена к одному уравнению (так как это было сделано в разобранным выше примере), дала бы уравнение очень высокой степени. При наличии только трех неизвестных парциальных давлений выше уже приходилось решать кубическое уравнение.

Всякое уравнение высокой степени имеет, как известно, не одно решение, а несколько корней, число которых равно степени уравнения. При решении технических и физических задач выбор необ-

* Уравнения баланса элементов записаны с учетом (VI.33).

ходимого значения корня производится из рассмотрения физического смысла ожидаемого решения. Так как корни рассматриваемой системы уравнений представляют собой парциальные давления газов в их смеси, то все корни правильного решения должны быть положительными и действительными.

Доказано, что система уравнений констант равновесия и уравнений баланса, подобная нашей, имеет только одну единственную систему корней, в которой каждый корень имеет положительное и действительное значение.

Таким образом, задача решения рассматриваемой системы уравнений сводится к отысканию имени этой единственной системы корней. В частности, как уже было сказано, решение может быть получено сведением системы уравнений в одно уравнение высокой степени с последующим решением его методом подбора или методом последовательных приближений. Такая методика решения характерна для немецких работ в этой области. Она приводит к слишком громоздкому и требующему большой затраты времени решению. Всякие изменения в системе уравнений или в исходных данных требуют дополнительной работы по изменению обобщающего уравнения.

Более рациональными способами решения рассматриваемой системы являются методы последовательных приближений.

Для того, чтобы облегчить решение методом последовательных приближений этой громоздкой системы уравнений, необходимо разработать строгую последовательность решения с тем, чтобы рабочие уравнения были бы простыми (низкой степени) и схема решения допускала бы проверку полученных результатов.

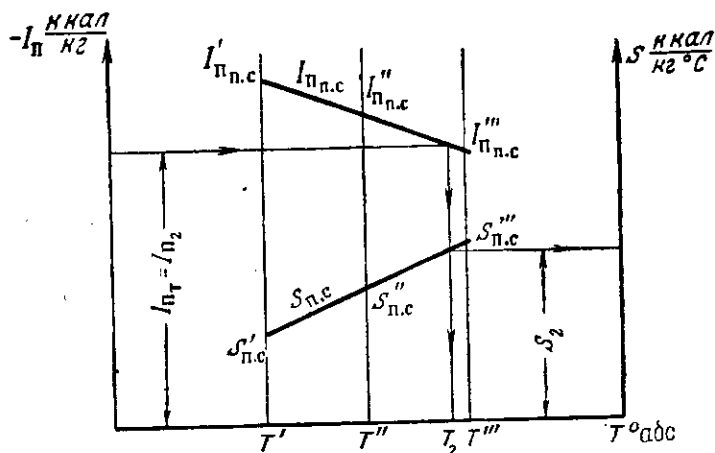
Схема решения системы методом последовательных приближений следующая.

Задаваясь температурой T в районе ожидаемых температур в камере сгорания, по таблицам приложения 2 или по каким-либо другим данным определяем численные значения всех констант равновесия. После этого в определенной последовательности (это и составляет особенности того или иного метода решения) разрешаем уравнения констант и баланса, задаваясь величиной одного или нескольких парциальных давлений (способ выбора величины тех парциальных давлений, которыми предварительно задаются, составляет также особенность той или иной методики расчета). Так как в том случае, если мы задаемся одним или несколькими парциальными давлениями освобождается и не используется соответствующее количество уравнений нашей системы (VI. 36), то эти освобожденные уравнения становятся проверочными уравнениями или же используются для нахождения последующих приближений парциальных давлений, выбранных ранее произвольно.

Подставив все полученные значения в проверочное уравнение, проверяем, правильно ли выбрано исходное парциальное давление. Если проверочное уравнение удовлетворено, то все парциальные давления определены правильно. Если же оно не удовлетворено, то в выбранное парциальное давление вносятся поправки до тех

пор, пока проверочное уравнение не будет удовлетворено с принятой в расчете степенью точности. При технических расчетах парциальные давления продуктов сгорания определяются с точностью до третьего или четвертого знака после запятой. Обычно проверочным уравнением является уравнение равенства суммы всех парциальных давлений — давлению в камере (VI.30). Найденные парциальные давления дадут нам равновесный состав продуктов сгорания при выбранной температуре.

Для проверки правильности выбора температуры служит уравнение (VI.15), которое должно быть точно соблюдено при отсутствии тепловых потерь. Если уравнение не удовлетворено, то за-



Фиг. 64. Определение температуры T_2 и энтропии S_2 в камере сгорания.

даются новой температурой, учитывая при этом знак ошибки баланса теплосодержаний. Практически целесообразно сразу вести расчет при трех температурах: T' ; T'' и T''' так, чтобы расчетная температура T оказалась бы между T' и T''' . Рассчитав состав продуктов сгорания при трех температурах, строят график зависимости теплосодержания продуктов сгорания от температуры и по нему находят расчетную температуру сгорания.

Схема этого решения приведена на фиг. 64.

§ 33. РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВ, НЕ СОДЕРЖАЩИХ АЗОТА

Приведем конкретный способ решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания при заданной температуре для топлив, не содержащих азота.

Система уравнений для определения состава продуктов сгорания

В этом случае система уравнений упрощается, так как выпадает уравнение баланса азота (VI. 26), а также уравнения констант равновесия (VI. 19) и (VI. 22). Кроме того, для упрощения решения системы уравнений воспользуемся не абсолютными балансовыми уравнениями, а отношениями их. В этом случае из балансовых уравнений выпадают значения μ_2 и p_2 , которые сокращаются при делении.

Рассмотрим отношения $\frac{O_T}{C_T}$ и $\frac{O_T}{H_T}$.

Отношение $\frac{O_T}{C_T}$ запишется в виде

$$\frac{O_T}{C_T} = \frac{16}{12} \frac{2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + p_O}{p_{CO_2} + p_{CO}} \quad (\text{VI. 37})$$

или

$$\frac{2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + p_O}{p_{CO_2} + p_{CO}} = \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T} = A. \quad (\text{VI. 38})$$

Отношение балансовых уравнений $\frac{O_T}{H_T}$ примет вид

$$\frac{2p_{O_2} + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + p_O}{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H} = \frac{1}{16} \frac{O_T}{H_T} = B, \quad (\text{VI. 39})$$

где A и B — коэффициенты, вычисляемые по составу топлива.

Кроме этих двух уравнений, в расчете используются оставшиеся уравнения констант равновесия (VI. 16), (VI. 17), (VI. 18), (VI. 20) и (VI. 21).

$$K_1 = \frac{p_{CO} p_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{CO_2}}; \quad K_2 = \frac{p_{H_2} p_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{H_2O}}; \quad K_3 = \frac{p_{OH} p_{H_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{H_2O}}$$

$$K_5 = \frac{p_H^2}{p_{H_2}}; \quad K_6 = \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$$

Порядок решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания

Наметим порядок решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания топлива, не содержащего азота.

I. Исходные данные

Исходными данными для расчета являются:

а) Элементарный состав топлива (см. § 26).

б) Температура T , при которой ведется расчет и численные значения констант равновесия $K_1; K_2; K_3; K_5; K_6$ при этой температуре (температурой задаемся).

в) Давление в камере сгорания $p_2 = p_1$.

г) Постоянные для всего расчета коэффициенты

$$A = \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T}; \quad B = \frac{1}{16} \frac{O_T}{H_T}. \quad (\text{VI. 40})$$

Решение систем уравнений будем проводить методом последовательных приближений, задаваясь парциальным давлением кислорода.

II. Первое приближение в определении состава

1. Выбирается значение парциального давления кислорода первого приближения $p_{O_2} = a^2$. Выбор этого парциального давления должен производиться по результатам предыдущих расчетов.

2. Находятся выражения парциальных давлений всех составляющих продукты сгорания газов через парциальные давления CO_2 и H_2O :

а) Используя константу $K_1 = \frac{p_{CO} p_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{CO_2}}$, получим

$$p_{CO} = K_1 \frac{p_{CO_2}}{a} = b p_{CO_2}; \quad b = \frac{K_1}{a}. \quad (\text{VI. 41})$$

б) Используя константу $K_2 = \frac{p_{H_2} p_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{H_2O}}$, получим

$$p_{H_2} = K_2 \frac{p_{H_2O}}{a} = c p_{H_2O}; \quad c = \frac{K_2}{a}. \quad (\text{VI. 42})$$

в) Используя константу $K_3 = \frac{p_{OH} p_{H_2}^{\frac{1}{2}}}{p_{H_2O}}$, получим

$$p_{OH} = K_3 \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2}^{\frac{1}{2}}} = \frac{K_3 p_{H_2O}}{\sqrt{c p_{H_2O}}} = d \sqrt{p_{H_2O}}; \quad d = \frac{K_3}{\sqrt{c}}. \quad (\text{VI. 43})$$

г) Используя константу $K_5 = \frac{p_{H}^2}{p_{H_2}}$, получим

$$p_H = \sqrt{K_5} \sqrt{p_{H_2}} = \sqrt{K_5} \sqrt{c p_{H_2O}} = e \sqrt{p_{H_2O}}; \quad e = \sqrt{K_5} \sqrt{c}. \quad (\text{VI. 44})$$

д) Используя константу $K_6 = \frac{p_O^2}{p_{O_2}}$, получим

$$p_O = \sqrt{K_6} a = f.$$

Все парциальные давления оказываются выраженными через парциальные давления p_{CO_2} и p_{H_2O} .

3. Решается система отношений балансовых уравнений (VI. 38) и (VI. 39). Для этого продельвается следующее:

а) В уравнение (VI. 38) подставляются значения p_{CO_2} ; p_{O_2} ; p_{O_2} и p_{OH} , определенные по формулам (VI. 41) — (VI. 44). Уравнение принимает вид

$$\frac{2a^2 + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + bp_{CO_2} + d\sqrt{p_{H_2O}} + f}{p_{CO_2} + bp_{CO_2}} = A. \quad (VI. 45)$$

б) В уравнении (VI. 45) приводятся подобные члены при p_{H_2O} ; $\sqrt{p_{H_2O}}$ и p_{CO_2} , после чего оно принимает вид

$$X_1 p_{CO_2} + Y_1 p_{H_2O} + Z_1 \sqrt{p_{H_2O}} + \Phi_1 = 0, \quad (VI. 46)$$

где X_1 , Y_1 , Z_1 и Φ_1 — численные значения коэффициентов уравнения (VI. 46).

в) В уравнение (VI. 39) подставляются значения

$$p_{H_2}; p_{OH}; p_{H_2}; p_{O_2}; p_{O_2}; p_{CO_2}$$

определенные ранее. Уравнение принимает вид

$$\frac{2a^2 + 2p_{CO_2} + p_{H_2O} + bp_{CO_2} + d\sqrt{p_{H_2O}} + f}{2p_{H_2O} + 2cp_{H_2O} + d\sqrt{p_{H_2O}} + e\sqrt{p_{H_2O}}} = B. \quad (VI. 47)$$

г) В уравнении (VI. 47) приводятся подобные члены при p_{CO_2} , p_{H_2O} и $\sqrt{p_{H_2O}}$; тогда оно принимает вид

$$X_2 p_{CO_2} + Y_2 p_{H_2O} + Z_2 \sqrt{p_{H_2O}} + \Phi_2 = 0, \quad (VI. 48)$$

где X_2 ; Y_2 ; Z_2 и Φ_2 — численные значения коэффициентов уравнения (VI. 48).

д) Из оставшихся двух уравнений (VI. 46) и (VI. 48) исключается парциальное давление углекислого газа p_{CO_2} . Для этого уравнение (VI. 46) умножается на абсолютное значение коэффициента X_1 , а уравнение (VI. 48) — на абсолютное значение коэффициента X_2 , затем они складываются или вычитаются (в зависимости от знаков коэффициентов X_1 и X_2), так что p_{CO_2} в суммарное уравнение уже не входит. Полученное уравнение имеет вид квадратного уравнения относительно $\sqrt{p_{H_2O}}$.

$$Y p_{H_2O} + Z \sqrt{p_{H_2O}} + \Phi = 0. \quad (VI. 49)$$

4. Квадратное уравнение (VI. 49) разрешается относительно $\sqrt{p_{H_2O}}$.

Если $\sqrt{p_{H_2O}}$ имеет положительный и отрицательный знаки, то отбрасывается решение с отрицательным знаком, так как оно дает отрицательные значения p_{OH} и p_{H_2} , чего не может быть.

Если оба корня уравнения $\sqrt{p_{H_2O}}$ имеют положительные значения, то отбрасывание ненужного решения производится позднее, когда выяснится, что один из корней дает отрицательное значение парциального давления какого-либо газа. Обычно встречается первый случай разных знаков величины $\sqrt{p_{H_2O}}$.

5. Находятся парциальные давления первого приближения газов, составляющих продукты сгорания:

а) находится $p_{H_2O} = (\sqrt{p_{H_2O}})^2$;

б) находится $p_{H_2} = c p_{H_2O}$;

в) находится $p_{OH} = d \sqrt{p_{H_2O}}$;

г) находится $p_H = e \sqrt{p_{H_2O}}$.

д) Используется уравнение (VI. 46) или (VI. 48) и по известным значениям p_{H_2O} и $\sqrt{p_{H_2O}}$ определяется p_{CO} ,

$$p_{CO_2} = - \frac{Y_1 p_{H_2O} + Z_1 \sqrt{p_{H_2O}} + \Phi_1}{X_1}; \quad (VI. 50)$$

е) находится $p_{CO} = b p_{CO_2}$.

6. Проверяется отсутствие ошибок в вычислении парциальных давлений:

а) проверяется значение констант. По найденным значениям парциальных давлений находятся величины констант и сравниваются с их истинными значениями, принятыми в расчетах;

б) проверяется правильность решения по выполнению абсолютных уравнений баланса элементов (VI. 27), (VI. 28) и (VI. 29).

Для этого предварительно определяется величина $\frac{M_{\Sigma}}{p_{\Sigma}} = \frac{1000}{\sum \nu_i r_i}$.

Если все эти уравнения удовлетворены, то в решении нет ошибок вычисления.

7. Проверяется правильность принятого значения парциального давления кислорода.

Для этого вычисляется общее давление продуктов сгорания.

$$p_{\Sigma} = p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + p_{H_2} + p_{O_2} + p_O + p_{OH} + p_H.$$

Если полученная сумма p_{Σ} с допустимой точностью сходится с заданным давлением в камере сгорания p_2 , то расчет на этом заканчивается. Если давление p_{Σ} отличается от давления p_2 больше, чем может быть допущено в расчете, то производится определение состава второго приближения.

III. Второе и последующие приближения в определении состава

1. Выбирается значение парциального давления кислорода второго приближения $p_{O_2} = a^2$. Если в первом приближении получено $p_{\Sigma} < p_2$, то следует увеличить p_{O_2} второго приближения по сравнению с p_{O_2} первого приближения и, наоборот, если $p_{\Sigma} > p_2$,

то p_{O_2} второго приближения следует уменьшить по сравнению с p_{O_2} первого приближения.

2. Повторяются все расчеты, проводившиеся при определении состава первого приближения.

3. В случае необходимости последующих приближений вносится необходимая поправка в значение $p_{O_2} = a^2$.

IV. Окончательное определение состава

Когда, наконец, в результате приближений найден состав продуктов сгорания и p_2 с заданной точностью оказывается равным p_2 , то вносится окончательная поправка в значение парциальных давлений продуктов сгорания. Эта поправка вносится исходя из предположения, что небольшие изменения давления не влияют на состав продуктов сгорания, а поэтому для определения состава при точном значении давления p_2 , парциальные давления составляющих переисчисляются прямо пропорционально давлению, т. е. определяются с помощью линейной интерполяции (см. пример § 38).

§ 34. РЕШЕНИЕ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВ, СОДЕРЖАЩИХ АЗОТ

Система уравнений для определения состава продуктов сгорания

В рассматриваемом случае должна решаться вся система уравнений, выведенная в § 32. Для конкретного решения излагаемым ниже методом преобразуем эту систему.

Уравнения баланса элементов сведем к следующим отношениям:

1. Возьмем отношение $\frac{C_T}{N_T}$; оно будет равно

$$\frac{C_T}{N_T} = \frac{12}{14} \cdot \frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N},$$

или

$$\frac{p_{CO_2} + p_{CO}}{2p_{N_2} + A} = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T} = Q, \quad (VI. 51)$$

где

$$A = p_{NO} + p_N;$$

$$Q = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T}.$$

2. Возьмем отношение $\frac{H_T}{N_T}$; оно будет равно

$$\frac{H_T}{N_T} = \frac{1}{14} \frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H}{2p_{N_2} + p_{NO} + p_N}$$

или

$$\frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + B}{2p_{N_2} + A} = 14 \frac{H_T}{N_T} = R, \quad (VI. 52)$$

где

$$B = p_{\text{OH}} + p_{\text{H}}; \quad R = 14 \frac{H_{\text{T}}}{N_{\text{T}}}.$$

3. Возьмем отношение $\frac{O_{\text{T}}}{C_{\text{T}}}$; оно будет равно

$$\frac{O_{\text{T}}}{C_{\text{T}}} = \frac{16}{12} \frac{2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{O}} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}}}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}},$$

или

$$\frac{2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}} + D}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}} = \frac{3}{4} \frac{O_{\text{T}}}{C_{\text{T}}} = S, \quad (\text{VI. 53})$$

где

$$D = 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{O}};$$

$$S = \frac{3}{4} \frac{O_{\text{T}}}{C_{\text{T}}}.$$

4. Используем уравнение суммарного давления

$$p_2 = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}} + p_{\text{N}_2} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} + p_{\text{N}},$$

или

$$p_2 = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}} + p_{\text{N}_2} + p_{\text{H}_2} + E, \quad (\text{VI. 54})$$

где

$$E = p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} + p_{\text{N}}.$$

5. Используем константу равновесия реакции водяного газа в виде

$$K_{2a} = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} p_{\text{H}_2}}. \quad (\text{VI. 55})$$

Полученные пять уравнений (VI. 51) — (VI. 55) являются основными для последующего решения.

Кроме них, используем уравнения констант равновесия, которые запишем в таком виде.

6. Уравнение константы K_1

$$p_{\text{O}_2} = \left(K_1 \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{CO}}} \right)^2.$$

7. Уравнение константы K_3

$$p_{\text{OH}} = K_3 \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{H}_2}^2}.$$

8. Уравнение константы K_4

$$p_{\text{NO}} = \sqrt{K_4 p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}}.$$

(VI. 56)

9. Уравнение константы K_5

$$p_{\text{H}} = \sqrt{K_5 p_{\text{H}_2}}.$$

10. Уравнение константы K_6

$$p_{\text{O}} = \sqrt{K_6 p_{\text{O}_2}}.$$

11. Уравнение константы K_7

$$p_{\text{N}} = \sqrt{K_7 p_{\text{N}_2}}.$$

(VI. 56)

Приведенную выше систему уравнений будем решать методом последовательных приближений, считая в первом приближении, что парциальные давления шести газов, продуктов диссоциации, равны нулю

$$p_{\text{O}_2} = 0; \quad p_{\text{OH}} = 0; \quad p_{\text{NO}} = 0; \quad p_{\text{H}} = 0; \quad p_{\text{O}} = 0; \quad p_{\text{N}} = 0.$$

Тогда в системе уравнений остается всего пять неизвестных парциальных давлений:

$$p_{\text{CO}_2}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}}; \quad p_{\text{CO}}; \quad p_{\text{N}_2} \text{ и } p_{\text{H}_2}.$$

Для нахождения этих неизвестных имеются первые пять уравнений (VI. 51) — (VI. 55), в которых величины A , B , D и E в первом приближении равны нулю.

Решая эту систему уравнений, находим парциальные давления первого приближения пяти газов

$$p_{\text{CO}_2}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}}; \quad p_{\text{CO}}; \quad p_{\text{N}_2}; \quad p_{\text{H}_2}.$$

Во втором приближении, имея парциальные давления пяти газов первого приближения, по уравнениям (VI. 56) находим парциальные давления второго приближения для шести газов, принятые ранее равными нулю

$$p_{\text{O}_2}; \quad p_{\text{OH}}; \quad p_{\text{NO}}; \quad p_{\text{H}}; \quad p_{\text{O}}; \quad p_{\text{N}}.$$

По значениям этих шести парциальных давлений находятся величины A , B , D и E . Тогда система первых пяти уравнений становится вновь разрешимой и могут быть найдены парциальные давления первых пяти газов во втором приближении

$$p_{\text{CO}_2}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}}; \quad p_{\text{CO}}; \quad p_{\text{H}_2}; \quad p_{\text{N}_2}.$$

Если разности между парциальными давлениями первого и второго приближения оказываются большими, чем допускаемые точностью расчета, то выполняется третье приближение и т. д.

Приведение полученной системы уравнений к рабочим формулам

Прежде чем излагать порядок решения системы, приведем полученные уравнения к более удобным рабочим формулам.

1. Вывод формулы для определения парциального давления азота p_{N_2} :

а) используем уравнение (VI. 51)

$$\frac{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}}{2p_{\text{N}_2} + A} = Q,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} = Q(2p_{\text{N}_2} + A);$$

б) используем уравнение (VI. 52)

$$\frac{2p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2} + B}{2p_{\text{N}_2} + A} = R,$$

откуда

$$p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2} = \frac{R}{2}(2p_{\text{N}_2} + A) - \frac{B}{2};$$

в) используем уравнение (VI. 54)

$$p_2 = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{N}_2} + E.$$

В этом уравнении суммы $p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}$ и $p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{H}_2}$ заменяем исходя из полученных выше соотношений

$$p_2 = Q(2p_{\text{N}_2} + A) + \frac{R}{2}(2p_{\text{N}_2} + A) - \frac{B}{2} + p_{\text{N}_2} + E.$$

Отсюда получаем формулу для определения p_{N_2}

$$p_{\text{N}_2} = \frac{p_2 - E + \frac{B}{2} - A\left(Q + \frac{R}{2}\right)}{2Q + R + 1}. \quad (\text{VI. 57})$$

2. Вывод формул, выражающих парциальные давления CO , H_2O и H_2 через парциальные давления CO_2 .

а) Используем уравнение (VI. 51)

$$\frac{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}}{2p_{\text{N}_2} + A} = Q,$$

откуда

$$p_{\text{CO}} = Q(2p_{\text{N}_2} + A) - p_{\text{CO}_2}, \quad (\text{VI. 58})$$

или

$$p_{\text{CO}} = a - p_{\text{CO}_2},$$

где

$$a = Q(2p_{\text{N}_2} + A). \quad (\text{VI. 59})$$

б) Используем уравнение (VI. 53)

$$\frac{2p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}} + D}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}} = S.$$

В числитель и знаменатель подставляем значения сумм $p_{CO_2} + p_{CO}$, найденные в п. 1. Тогда получим

$$\frac{p_{CO_2} + Q(2p_{N_2} + A) + p_{H_2O} + D}{Q(2p_{N_2} + A)} = S,$$

откуда

$$p_{H_2O} = Q(2p_{N_2} + A)(S - 1) - D - p_{CO_2}, \quad (VI. 60)$$

или

$$p_{H_2O} = b - p_{CO_2},$$

где

$$b = Q(2p_{N_2} + A)(S - 1) - D. \quad (VI. 61)$$

в) Используем уравнение (VI. 52)

$$\frac{2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + B}{2p_{N_2} + A} = R,$$

откуда

$$p_{H_2} = \frac{R}{2}(2p_{N_2} + A) - \frac{B}{2} - p_{H_2O}.$$

Величину p_{H_2O} берем по соотношению (VI. 60). Тогда

$$p_{H_2} = \frac{R}{2}(2p_{N_2} + A) - \frac{B}{2} - Q(2p_{N_2} + A)(S - 1) + D + p_{CO_2}.$$

В окончательном виде

$$p_{H_2} = (2p_{N_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] - \frac{B}{2} + D + p_{CO_2}, \quad (VI. 62)$$

или

$$p_{H_2} = c + p_{CO_2},$$

где

$$c = (2p_{N_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] - \frac{B}{2} + D. \quad (VI. 63)$$

При расчете состава продуктов сгорания первого приближения коэффициенты A , B , D и E равны нулю. В связи с этим формулы (VI. 57), (VI. 58), (VI. 60) и (VI. 62) для первого приближения упрощаются и принимают вид

$$p_{N_2} = \frac{p_2}{2Q + R + 1}; \quad (VI. 64)$$

$$p_{CO} = 2Qp_{N_2} - p_{CO_2}; \quad (VI. 65)$$

$$p_{H_2O} = 2Qp_{N_2}(S - 1) - p_{CO_2}; \quad (VI. 66)$$

$$p_{H_2} = 2p_{N_2} \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] + p_{CO_2}. \quad (VI. 67)$$

Порядок решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания

На основании полученных рабочих формул определим состав продуктов сгорания в следующем порядке.

I. Исходные данные

- а) элементарный состав топлива C_T ; H_T ; N_T ; O_T ;
- б) теплосодержание топлива $I_{п.т}$;
- в) температура T , при которой ведется расчет и численные значения констант равновесия K_1 , K_{2a} , K_3 , K_4 , K_5 , K_6 и K_7 при этой температуре;
- г) давление в камере сгорания p_2 .

II. Предварительные вычисления

По известному элементарному составу топлива находим коэффициенты Q , R и S

$$Q = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T}; \quad R = 14 \frac{H_T}{N_T}; \quad S = \frac{3}{4} \frac{O_T}{C_T}.$$

III. Определение состава продуктов сгорания первого приближения

1. В первом приближении принимаем парциальные давления равными

$$p_{O_2} = 0; \quad p_{OH} = 0; \quad p_{NO} = 0; \quad p_H = 0; \quad p_O = 0; \quad p_N = 0.$$

2. Принимаем коэффициенты равными

$$A = 0; \quad B = 0; \quad D = 0; \quad E = 0.$$

3. Находим парциальное давление азота p_{N_2} по формуле (VI. 64).

4. Находим выражения для p_{CO} ; p_{H_2O} и p_{H_2} через p_{CO_2} и известную величину p_{N_2} по формулам (VI. 65) — (VI. 67).

Эти выражения имеют вид

$$p_{CO} = a - p_{CO_2}; \quad p_{H_2O} = b - p_{CO_2}; \quad p_{H_2} = c + p_{CO_2},$$

где a , b и c — численные коэффициенты.

5. Решаем уравнение (VI. 55) константы равновесия водяного газа K_{2a} , в которую подставляем полученные ранее выражения парциальных уравнений p_{CO} ; p_{H_2O} и p_{H_2} .

$$K_{2a} = \frac{(a - p_{CO_2})(b - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(c + p_{CO_2})}. \quad (\text{VI. 68})$$

Уравнение (VI. 68) является квадратным уравнением по отношению к p_{CO_2} .

В результате решения его находим парциальное давление p_{CO_2} . Из двух корней решения уравнений выбираем то, которое дает положительные значения всех остальных парциальных давлений.

6. По уравнениям (VI. 65) — (VI. 67) находим парциальные давления p_{CO} , p_{H_2O} и p_{N_2} .

7. Проверку отсутствия ошибок в решении производим, подсчитывая K_{2a} по найденному составу и сравнивая ее с табличным значением этой константы. Кроме того, определяем суммарное давление p_{Σ} , которое должно быть равно давлению в камере p_2 .

IV. Определение состава продуктов сгорания второго и последующих приближений

1. Находим парциальные давления шести газов второго (и последующих) приближений по формулам (VI. 56), в которые подставляем парциальные давления пяти газов, найденные в первом (или в предыдущем) приближении:

$$\left. \begin{aligned} p_{O_2} &= \left(K_1 \frac{p_{CO_2}}{p_{CO}} \right)^2; \\ p_{OH} &= K_3 \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2}^2}; \\ p_{NO} &= \sqrt{K_4 p_{N_2} p_{O_2}}; \\ p_H &= \sqrt{K_5 p_{H_2}}; \\ p_O &= \sqrt{K_6 p_{O_2}}; \\ p_N &= \sqrt{K_7 p_{N_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (VI. 69)$$

2. Находим коэффициенты второго (или последующих) приближений [см. (VI. 51) — (VI. 54)].

$$\left. \begin{aligned} \text{а) } A &= p_{NO} + p_N; \\ \text{б) } B &= p_{OH} + p_H; \\ \text{в) } D &= 2p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_O; \\ \text{г) } E &= p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_H + p_O + p_N. \end{aligned} \right\} \quad (VI. 70)$$

Дальнейшее решение системы уравнений производится в том же порядке, что и в случае определения состава первого приближения, но во втором и последующих приближениях используются формулы (VI. 57), (VI. 58), (VI. 60) и (VI. 62), а не частные формулы (VI. 64) — (VI. 67), имеющие отношение только к первому приближению. Число необходимых приближений определяется заданной точностью определения состава продуктов сгорания.

§ 35. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Тепловой расчет камеры двигателя включает:

- а) определение температуры и состава продуктов сгорания в камере сгорания;
- б) определение энтропии продуктов сгорания в камере двигателя;
- в) расчет состава и температуры продуктов сгорания на срезе сопла;
- г) определение скорости истечения w_3 ;
- д) определение показателя изэнтропии $n_{из}$, геометрических размеров сопла и теоретической удельной тяги.

Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания в камере двигателя

Методами, изложенными выше, определяется равновесный состав продуктов сгорания при трех температурах T' , T'' и T''' в районе ожидаемой температуры сгорания. Пользуясь величинами парциальных давлений, полученными при определении состава, и табличными значениями полных теплосодержаний при соответствующей температуре, по формуле (V. 34) находим полное теплосодержание продуктов сгорания в *ккал/кг* при трех температурах. Определение теплосодержания удобно производить, пользуясь таблицей, форма которой приведена в примере § 38.

По данным таблицы строится график зависимости полного теплосодержания продуктов сгорания $I_{п.с.}$ от температуры при выбранном давлении в камере (см. фиг. 64).

На этом же графике наносится линия полного теплосодержания топлива, подсчитанного по формуле (V. 25). Точка пересечения кривой изменения теплосодержания $I_{п.с.}$ и линии $I_{п.т.} = \text{const}$ дает графическое определение температуры в камере сгорания T_2 .

Парциальные давления газов, составляющих продукты сгорания, при температуре T_2 находятся путем линейной интерполяции парциальных давлений, определенных при двух соседних температурах, между которыми находится T_2 .

Определив состав при температуре сгорания, находим для этого состава газовую постоянную R .

Определение энтропии продуктов сгорания в камере сгорания

При расчете истечения необходимо знать величину энтропии, которую имеют продукты сгорания в камере.

Определение энтропии продуктов сгорания $S_{п.с.}$ проводится при заданном давлении p_2 с использованием соотношений (II. 46) и (VI. 33)

$$S_{п.с.} = \frac{1000}{\sum \mu_i p_i} \sum (S_{0i} p_i - 4,57 p_i \lg p_i). \quad (\text{VI. 71})$$

Значения стандартной энтропии S_{0i} берутся из соответствующих таблиц. Примером таких таблиц может служить таблица приложения 4.

Вычисление энтропии продуктов в камере сгорания может производиться двумя способами.

При первом способе путем линейного интерполирования находят значения энтропий S_{0i} составляющих продуктов сгорания при найденной температуре T_2 . Затем по формуле (VI.71) производятся непосредственное определение энтропии в камере сгорания S_2 . При этом используются значения парциальных давлений продуктов сгорания при температуре T_2 и давлении в камере p_2 .

При втором способе находятся энтропии продуктов сгорания $S'_{n,c}$, $S''_{n,c}$ и $S'''_{n,c}$ при трех температурах T' , T'' и T''' , при которых производилось определение состава продуктов сгорания. В этом случае в формулу (VI.71) подставляются значения парциальных давлений, найденных при этих температурах.

Искомое значение энтропии S_2 находится как точка пересечения линии энтропий $S'_{n,c}$, $S''_{n,c}$ и $S'''_{n,c}$ с линией температуры T_2 (см. фиг. 64).

Определение энтропии удобнее вести, пользуясь таблицей расчета энтропий, приведенной в примере § 38.

Расчет состава и температуры газа на срезе сопла

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позволяет утверждать, что при расширении продуктов сгорания в сопле реакции рекомбинации полностью успевают совершаться. Следовательно, в каждом сечении сопла устанавливается равновесный химический состав продуктов сгорания. Поэтому состав продуктов сгорания на срезе сопла подчиняется уравнениям констант равновесия, используемым при расчете сгорания. Кроме того, такой процесс истечения можно считать обратимым, следовательно, энтропия газов в любом сечении сопла равна энтропии в камере сгорания S_2 .

Для расчета состава и температуры продуктов сгорания на срезе сопла используется точно такая же система уравнений, которая была нами составлена для определения состава и температуры продуктов сгорания в камере (см. § 33 или 34), за исключением уравнения баланса теплосодержаний (VI.15).

В данном случае это уравнение нужно заменить уравнением изоэнтропического расширения

$$S_2 = S_3.$$

Отклонение реального процесса расширения от принятой теоретической схемы будем учитывать экспериментальным коэффициентом сопла.

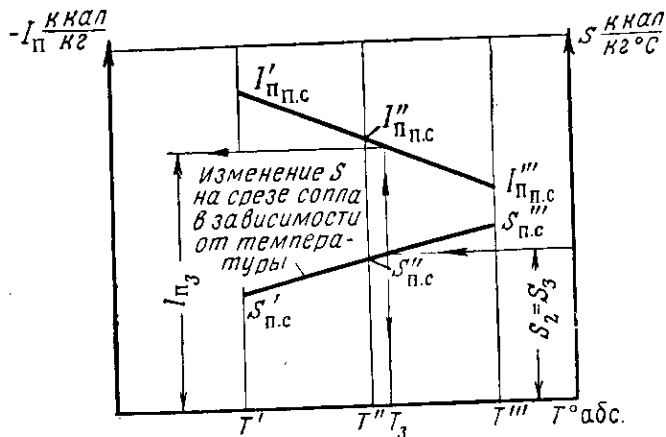
При разрешении этой системы уравнений следует иметь в виду, что температура на срезе сопла значительно ниже, чем в камере сгорания. В этих условиях часто можно пренебрегать содержанием в продуктах сгорания атомарных газов (H, O и N) и окиси азота (NO), что соответствующим образом упрощает расчет. Так же как и в камере сгорания, расчет состава ведется при трех

температурах в районе ожидаемой температуры. Эта температура может быть определена приближенно по соотношению

$$T_{\text{зож}} \approx T_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (\text{VI. 72})$$

в котором можно рекомендовать следующие ориентировочные значения n : для топлива керосин+кислород $n=1,10$, для топлива кислород+спирт $n=1,12-1,16$; для топлива азотная кислота+керосин $n=1,14-1,20$. Меньшие значения n следует брать для более высоких температур T_2 .

После выбора трех значений температур T' , T'' и T''' ведется расчет состава продуктов сгорания при этих температурах и при давлении $p_2 = p_3$. Порядок расчета состава газа остается таким же, как и в случае определения состава продуктов сгорания в камере сгорания. Для найденных составов продуктов сгорания на срезе сопла при температурах T' , T'' и T''' определяется энтропия продуктов сгорания $S'_{\text{п.с}}$, $S''_{\text{п.с}}$ и $S'''_{\text{п.с}}$ по формуле (VI. 71) и строится график зависимости энтропии от температуры (фиг. 65). Рас-



Фиг. 65. Определение энтропии S_3 , температуры T_3 и теплового содержания $I_{\text{пс}}$ на срезе сопла.

четное значение температуры на срезе сопла T_3 найдется по величине энтропии в камере S_2 , которая уже определена ранее (см. фиг. 64). Для этого графически решается уравнение (VI. 73).

$$S_2 = S_3. \quad (\text{VI. 73})$$

Определение скорости истечения

Для полученного состава продуктов сгорания на срезе по формуле (V. 34) находится их полное теплосодержание при температурах T' , T'' и T''' и строится график зависимости теплосодержания от

температуры. Затем определяется теплосодержание $I_{пз}$ при найденной теоретической температуре T_3 (см. фиг. 65).

Теперь можно определить перепад полного теплосодержания $\Delta I_{п}$, пошедший на создание скорости w_3 . Этот перепад определяется разностью полных теплосодержаний, которые имеют продукты сгорания в камере и на срезе сопла. Так как полное теплосодержание продуктов сгорания в камере равно полному теплосодержанию топлива $I_{пт}$, то

$$\Delta I_{п} = I_{пт} - I_{пз}.$$

Так как истечение принимается адиабатическим, то теоретическая скорость истечения может быть подсчитана по уравнению (III. 10), в котором скорость истечения w равна нашей искомой скорости на срезе сопла w_3

$$w_3 = 91,5 \sqrt{\Delta I_{п}}. \quad (\text{VI. 74})$$

Определение теоретической удельной тяги и размеров сопла

По данным расчета состояния газа на срезе сопла находим удельный вес его

$$\gamma_3 = \frac{f_3}{R_3 T_3}. \quad (\text{VI. 75})$$

Составим далее уравнение расхода 1 кг продуктов сгорания через выходное сечение

$$1 = f'_3 \gamma_3 w_3, \quad (\text{VI. 76})$$

где f'_3 — удельное проходное сечение на срезе сопла, необходимое для пропуска 1 кг газа в секунду, т. е. $f'_3 = \frac{f_3}{G}$.

Используем это уравнение для определения f'_3

$$f'_3 = \frac{1}{\gamma_3 w_3}. \quad (\text{VI. 77})$$

Зная f'_3 и w_3 , находим теоретическую удельную тягу двигателя по формуле (I. 13)

$$P_{\text{уд теор}} = \frac{w_3}{g} + f'_3 (p_3 - p_H). \quad (\text{VI. 78})$$

По заданной абсолютной тяге P находим необходимый секундный теоретический расход топлива $G_{\text{теор}}$

$$G_{\text{теор}} = \frac{P}{P_{\text{уд теор}}}. \quad (\text{VI. 79})$$

Затем определяются теоретические размеры сопла на срезе

$$f_{3 \text{ теор}} = G f'_3. \quad (\text{VI. 80})$$

Для определения размеров критического сечения необходимо знать показатель изоэнтропы $n_{из}$; он может быть найден, если пре-

исбречь изменением газовой постоянной в процессе расширения, по уравнению (III. 66)

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}},$$

в котором из предыдущих расчетов известны все величины, кроме $n_{из}$.

Логарифмируя это уравнение и решая его относительно $n_{из}$, получим

$$n_{из} = \frac{\lg \frac{p_3}{p_2}}{\lg \frac{p_3 T_2}{p_2 T_3}}. \quad (\text{VI. 81})$$

Для определения теоретического размера критического сечения воспользуемся тем условием, что степень уширения сопла зависит от заданного в расчете отношения давлений на срезе сопла и в камере сгорания и от показателя изоэнтропы расширения.

Поэтому, определив из теоретического расчета величину показателя $n_{из}$, можно вычислить отношение проходных сечений $\frac{f_{3, теор}}{f_{кр, теор}}$, воспользовавшись формулой (III. 65), подставляя в нее данное значение $\delta = \frac{p_3}{p_2}$ и величину $n_{из}$, найденную по равенству (VI. 81).

После этого находим величину теоретического критического сечения $f_{кр, теор}$.

Тепловой расчет ЖРД по диаграмме полное теплосодержание — энтропия

При расчете термодинамических процессов часто пользуются диаграммами полное теплосодержание — энтропия ($I_n S$ -диаграммами). Для некоторых топлив ЖРД имеются $I_n S$ -диаграммы, рассчитанные, конечно, с учетом диссоциации.

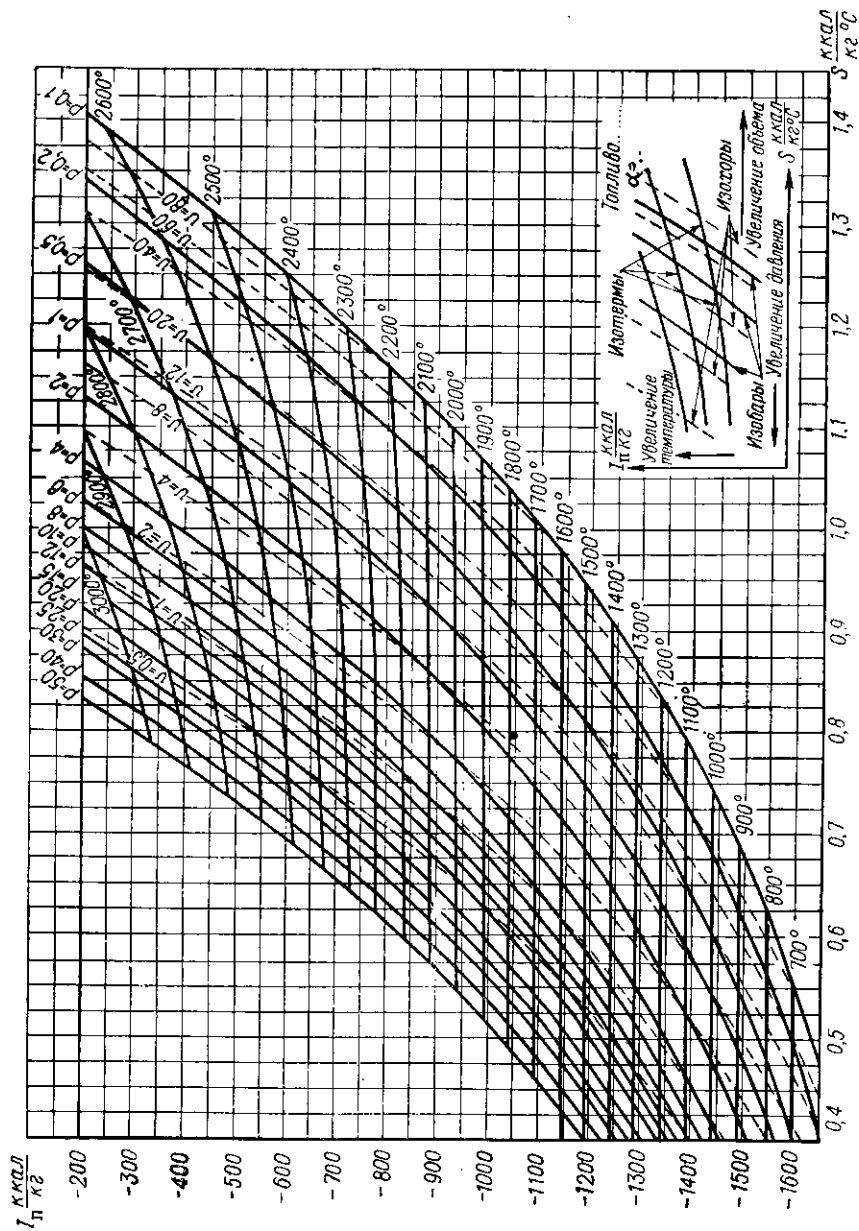
Схема энтропийной диаграммы изображена на фиг. 66. Энтропийная диаграмма рассчитывается для вполне определенного топлива, т. е. для данного горючего, окислителя и их соотношения γ в топливе и применять ее можно только для расчета двигателя, работающего на данном топливе.

На диаграмме наносятся по крайней мере три сетки кривых: изотерм, изобар и изохор, с помощью которых легко рассчитать все необходимые параметры теплового процесса двигателя.

Пример расчета теплового процесса показан на фиг. 67.

По пересечению линии полного теплосодержания, соответствующей полному теплосодержанию данного топлива $I_{n, т}$, и изобары, соответствующей заданному давлению в камере сгорания p_2 , находится точка, определяющая состояние продуктов в камере (точка 2 на фиг. 67), и могут быть определены значения T_2 и S_2 .

Линией изэнтропического расширения в этой диаграмме будет вертикальная линия $S_2 = \text{const}$. Пересечение этой вертикали с изобарой заданного давления на срезе сопла p_3 даст точку $З$, опреде-

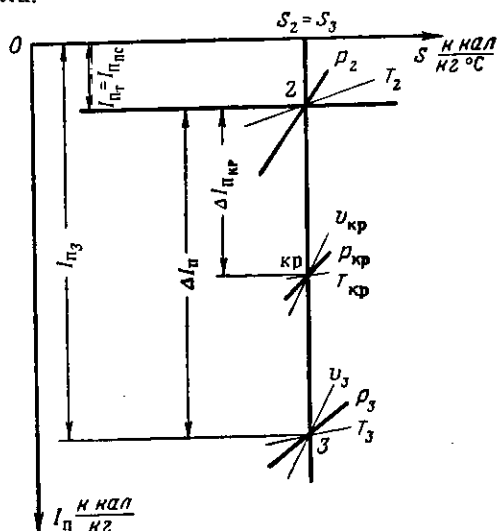


Фиг. 66. I_p - S -диаграмма и ее схема.

Диаграмма составлена для продуктов сгорания жидкого кислорода и этилового спирта при $\alpha=0,7$.

ляющую состояние продуктов сгорания на срезе сопла, т. е. их температуру T_3 , удельный объем v_3 и теплосодержание $I_{п3}$.

Затем расчет удельной тяги и проходных сечений производится совершенно так же, как и при аналитическом расчете после определения температуры и состава продуктов сгорания в камере и на срезе сопла.



Фиг. 67. Расчет теплового процесса ЖРД по $I_p S$ -диаграмме.

Расчет проходных сечений может производиться по величинам удельных объемов продуктов сгорания, снимаемым с $I_p S$ -диаграмм. В этом случае используется уравнение

$$f' = \frac{v}{w},$$

получаемое из уравнения расхода.

Состояние газа в критическом сечении определяется точкой пересечения линии $S_2 = \text{const}$ и изобары критического давления $p_{кр}$, которое находится по формуле (III. 52)

$$p_{кр} = p_2 \left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{n_{из}}{n_{из} - 1}}.$$

На некоторых $I_p S$ -диаграммах наносятся дополнительные линии, облегчающие нахождение геометрических размеров сопла.

§ 36. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ, ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ ДВИГАТЕЛЯ И СООТНОШЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ТОПЛИВА НА ПАРАМЕТРЫ ЖРД

Влияние температуры

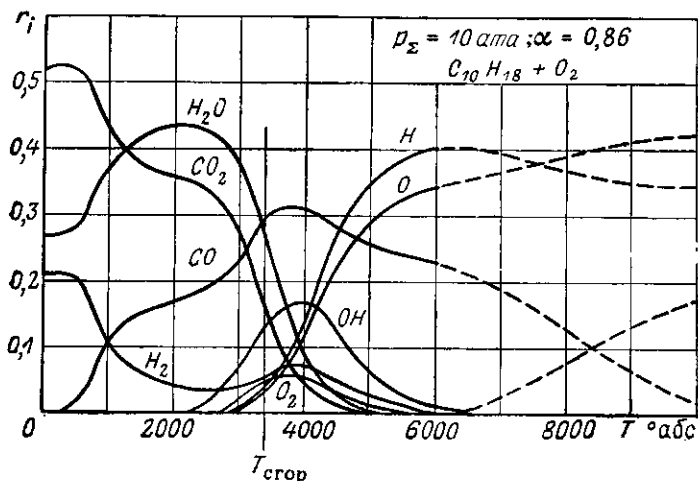
К настоящему времени произведено большое число расчетов состава и температуры продуктов сгорания и теоретических удельных тяг. Рассмотрим основные результаты этих расчетов.

На фиг. 68 приведен расчетный график изменения объемного содержания газов в продуктах сгорания керосина ($C_T = 0,87$,

$H_r=0,13$) с кислородом при $\alpha=0,86$ и давлении $p_z=10$ ата в зависимости от температуры.

В области относительно низких температур (300—2500° абс.) состав продуктов сгорания следует в основном уравнению константного равновесия реакции водяного газа, без образования значительного количества каких-либо других продуктов диссоциации, кроме окиси углерода CO и H_2 . При этом с увеличением температуры быстро возрастает содержание в продуктах сгорания окиси углерода CO .

При возрастании температур сверх 3000° абс. происходит быстрое уменьшение содержания продуктов полного сгорания (трехатомных газов) за счет возрастания содержания двухатомных га-



Фиг. 68. Влияние температуры на состав продуктов сгорания.

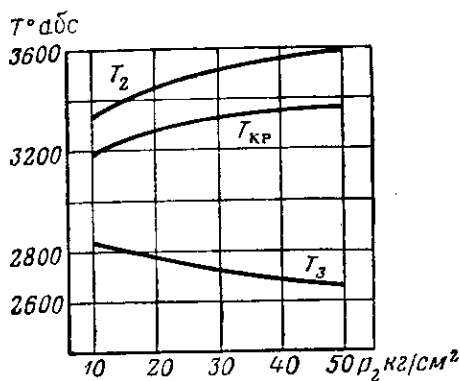
зов и в первую очередь окиси углерода CO . Менее значительно увеличивается содержание в продуктах сгорания других двухатомных газов H_2 , O_2 , OH . Являясь продуктами неполного сгорания, они имеют в себе химическую энергию, снижая таким образом полноту сгорания. Дальнейшее увеличение температуры сгорания сверх 3700° абс. вызывает диссоциацию и двухатомных газов (в первую очередь H_2 и O_2) на атомарные.

Расчетная температура сгорания этой смеси составляет 3360° абс., т. е. действительные температуры в камере сгорания находятся в той зоне, когда уже имеет место значительная диссоциация.

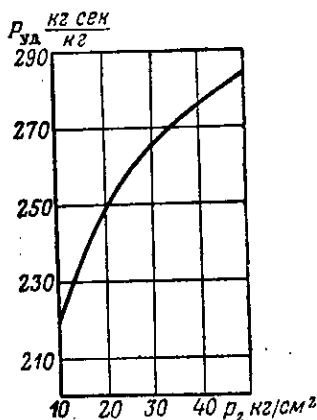
Влияние давления в камере сгорания

На графике фиг. 69 приведено изменение температуры продуктов сгорания T_2 и температуры на срезе сопла T_3 в зависимости от давления в камере p_2 , для продуктов сгорания топлива бензин+жидкий кислород при $\alpha=1$. Давление на срезе сопла при этом остается постоянным и равным одной атмосфере.

Из графика мы видим, что с ростом давления немного растет и температура сгорания T_2 . Это происходит в силу того, что повышение давления понижает степень диссоциации (см. § 12). Тем-



Фиг. 69. Зависимость T_2 и T_3 от давления в камере p_2 (при $p_3=1$).



Фиг. 70. Влияние давления в камере p_2 на удельную тягу (при $p_3=1$).

пература на срезе сопла T_3 с ростом p_2 понижается, так как уменьшается степень расширения в сопле $\delta = \frac{p_3}{p_2}$, а как известно,

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n_{из}-1}{n_{из}}}$$

Влияние на температуру T_3 увеличения T_2 с ростом давления p_2 мало по сравнению с влиянием отношения $\frac{p_3}{p_2}$.

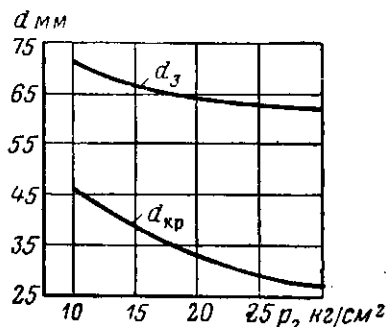
Таким образом, мы видим, что с ростом давления в камере растет и разность температур ($T_2 - T_3$), а следовательно, растет и скорость истечения продуктов сгорания из сопла так как (см. § 13)

$$w_3 = \sqrt{\frac{2g}{A} \Delta I_n} = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T_2 - T_3)}$$

С ростом скорости истечения растет и удельная тяга ЖРД, следовательно, с ростом давления в камере сгорания растет удельная тяга ЖРД — $P_{уд}$. Зависимость удельной тяги ЖРД от давления показана на фиг. 70.

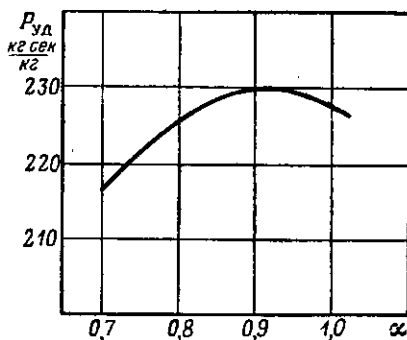
Изменение давления в камере приводит также к изменению геометрических размеров сопла. Это влияние характеризуется графиком фиг. 71, на котором нанесена зависимость диаметров критического $d_{кр}$ и выходного d_3 сечений сопла, необходимых для пропуска 1 кг продуктов сгорания в секунду от величины давления в камере p_2 .

С возрастанием давления диаметр критического сечения уменьшается довольно быстро; несколько медленнее уменьшается диаметр выходного сечения сопла двигателя.



Фиг. 71. Влияние давления в камере p_2 на размеры сопла. d_3 —удельный диаметр выходного сечения; $d_{кр}$ —удельный диаметр критического сечения.

слителя ($\alpha < 1$ или $\nu < \nu_0$). Это объясняется тем, что продукты сгорания углеводородных топлив при $\alpha < 1$ содержат большее количество окиси углерода, которая хотя и является продуктом неполного сгорания, но в то же время сравнительно устойчива против дальнейшей диссоциации (см. фиг. 68). Вследствие этого при $\alpha < 1$ затрата тепла на диссоциацию несколько уменьшается, что и приводит к увеличению температуры в камере. Кроме того, увеличение относительного содержания СО увеличивает газовую постоянную R . По этим двум причинам удельная тяга имеет максимум при $\alpha < 1$. В качестве примера на фиг. 72 приведен график изменения удельной тяги двигателя, работающего на топливе азотная кислота+керосин в зависимости от коэффициента избытка окислителя α при давлении в камере 30 ата и давлении на срезе 1 ата.



Фиг. 72. Влияние соотношения компонентов топлива на удельную тягу.

§ 37. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ДВИГАТЕЛЯ И РАСЧЕТ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ УДЕЛЬНОЙ ТЯГИ

Коэффициент удельной тяги

Расчет теоретической удельной тяги учитывает только термодинамические потери энергии при осуществлении рабочего процесса в двигателе. К этим потерям относятся следующие потери:

— потери тепла, уносимого продуктами сгорания; они учитываются термическим к. п. д.;

— потери тепла, связанные с диссоциацией продуктов сгорания в камере; они учитываются непосредственно при расчете теоретической температуры в камере сгорания с учетом диссоциации.

Возврат части химической энергии в сопле за счет реакций комбинации учитывается тем, что процесс расширения описывается показателем изоэнтропы расширения $n_{из}$. Но тепловой расчет не учитывает потерь на физическое недогорание в камере, оцениваемых коэффициентом камеры η_k или φ_k (далее при расчетах будем применять систему импульсных коэффициентов), и потерь, связанных с трением и неравновесностью расширения в сопле. Эти потери оцениваются коэффициентом сопла η_c или φ_c .

Теоретическое определение этих потерь и учет их в расчете удельной тяги ЖРД в настоящее время невозможен. С целью приближения расчета к действительности используются экспериментальные коэффициенты, получаемые при испытании двигателя, а затем результаты испытания сравниваются с расчетными данными.

Уменьшение удельной тяги как за счет потерь в камере, так и за счет потерь в сопле может быть определено путем сравнения действительно удельной тяги $P_{уд}$ с теоретической удельной тягой $P_{уд, теор}$ подсчитываемой теоретически при тепловом расчете двигателя.

Очевидно, что отношение этих удельных тяг

$$\frac{P_{уд}}{P_{уд, теор}} = \varphi \quad (VI. 82)$$

является общим коэффициентом, учитывающим оба вида потерь.

Этот коэффициент называется *коэффициентом удельной тяги* φ . Очевидно, что коэффициент удельной тяги равен

$$\varphi = \varphi_k \varphi_c. \quad (VI. 83)$$

Для экспериментального определения φ необходимо провести замер трех величин: абсолютной тяги двигателя P , расхода горючего G_f и расхода окислителя G_o . По этим величинам находится $P_{уд}$.

Для того, чтобы можно было произвести расчет теоретической удельной тяги, надо, кроме того, знать давление в камере сгорания p_2 и давление на срезе сопла p_3 . Все измерения, связанные с испытанием ЖРД, являются довольно сложными, так как производятся в условиях опыта очень малой продолжительности и, по требованиям техники безопасности, должны осуществляться дистанционно — на расстоянии. Однако измерения расхода компонентов, тяги и давления в камере могут быть сейчас произведены с достаточной точностью. Мало освоены только измерения давления на срезе сопла.

Таким образом, все данные для определения $P_{уд, теор}$ могут быть получены. Расчет теоретической удельной тяги практически приходится вести после испытания двигателя при замеренном давлении

в камере и действительном соотношении расходов компонентов рабочей смеси

$$\nu = \frac{G_o}{G_r},$$

так как при испытаниях весьма трудно выдержать одновременно и заданное давление и заданное соотношение расходов. Давление на срезе сопла (если его величина не определяется экспериментально) принимается равным давлению окружающей среды или же принимается равным давлению, определяемому расчетом по формуле (III. 65) при ориентировочно выбранном заранее показателе изоэнтропы $n_{из}$.

Таким образом, по результатам испытания находится коэффициент удельной тяги φ .

Экспериментальное определение коэффициента камеры и коэффициента сопла (φ_k и φ_c)

Расчеты и замеры, необходимые для экспериментального определения коэффициента удельной тяги, позволяют разделить потери в камере и в сопле. Такое разделение потерь полезно тем, что оно может указать пути для улучшения конструкции двигателя и позволит более сознательно выбирать значения коэффициентов.

Для выяснения возможности выделения потерь в камере сгорания воспользуемся выражением (III. 63), которое запишем в виде

$$p_2 \frac{f_{кр}}{G} = \frac{\sqrt{RT_2}}{A_n}. \quad (VI. 84)$$

В этом выражении заменим величину RT_2 , принимая во внимание, что

$$T_2 = \frac{H_u}{c_p} \text{ и } c_p = \frac{k}{k-1} AR,$$

откуда

$$RT_2 = \frac{k-1}{k} \frac{H_u}{A}. \quad (VI. 85)$$

Вводя полученное значение RT_2 в (VI. 84) и обозначая постоянные члены через B_n , получим

$$p_2 \frac{f_{кр}}{G} = B_n \sqrt{H_u}. \quad (VI. 86)$$

Комплекс параметров $p_2 \frac{f_{кр}}{G}$ имеет размерность удельной тяги $кг \text{ сек}/кг$ и так же, как удельная тяга, пропорционален корню квадратному из величины энергии, затрачиваемой на ее создание.

Так как величина $\frac{p_2 f_{кр}}{G}$ включает в себя параметры двигателя, характеризующие камеру сгорания (до критического сечения сопла), то уменьшение этой величины по сравнению с расчетной теоретической будет вызвано потерями энергии в камере, не учитываемыми расчетом.

Потери в камере сгорания — это в основном потери процесса сгорания, поэтому величина комплекса параметров, находящихся из эксперимента, может быть записана в виде.

$$\left[\frac{p_2 f_{кр}}{G} \right]_{экс} = B_n \sqrt{H_u \eta_{кр}} = \varphi_{кр} \left[\frac{p_2 f_{кр}}{G} \right]_{теор} \quad (VI. 87)$$

При этом величина $\left[p_2 \frac{f_{кр}}{G} \right]_{экс}$ может быть определена из обычных испытаний двигателя и не требует каких-либо новых измерений.

Выражение $B_n \sqrt{H_u}$ носит только качественный характер и не годится для вычисления $\eta_{кр}$ или $\varphi_{кр}$, так как не учитывает потерь энергии в результате диссоциации.

Для вычисления $\eta_{кр}$ или $\varphi_{кр}$ надо использовать результаты описанного выше теоретического расчета процесса сгорания и истечения с учетом диссоциации.

При таком определении $\left[\frac{p_2 f_{кр}}{G} \right]_{теор}$ коэффициент $\varphi_{кр}$, введенный нами в уравнение (VI. 87), будет учитывать только потери от физической неполноты сгорания и трения в камере сгорания двигателя, что находится в соответствии с системой к. п. д., рассмотренной ранее (см. § 19).

Таким образом, можно получить выражение для коэффициента камеры в виде

$$\varphi_{кр} = \sqrt{\eta_{кр}} = \frac{\left[\frac{p_2 f_{кр}}{G} \right]_{экс}}{\left[\frac{p_2 f_{кр}}{G} \right]_{теор}}, \quad (VI. 88)$$

где $\varphi_{кр}$ — импульсный коэффициент камеры.

Величина $\varphi_{кр}$, следовательно, может быть определена из теплового расчета и испытаний двигателя.

Теоретический расчет теплового процесса целесообразно вести при экспериментально определенных p_2 , G и $v = \frac{G_o}{G_r}$, в связи с чем величины p_2 и G в формуле (VI. 88) могут быть сокращены и $\varphi_{кр}$ приобретет простую форму:

$$\varphi_{кр} = \frac{f_{кр. экс}}{f_{кр. теор}}, \quad (VI. 89)$$

т. е. определяется отношением действительной площади критического сечения испытуемого двигателя к площади его, рассчитанной теоретически при заданном давлении p_2 , расходе топлива G и соотношении компонентов.

Если при испытании ЖРД на стенде выдержать заданный режим по расходу, т. е. $G_{экс} = G_{теор}$, то коэффициент камеры выразится следующим образом:

$$\varphi_{кр} = \frac{p_2 \text{ экс}}{p_2 \text{ теор}}, \quad (VI. 90)$$

т. е. в этом случае коэффициент камеры представляет собой отношение действительного давления, полученного в камере сгорания, к теоретическому, которое должно быть определено при заданных расходах компонентов и величине критического сечения сопла.

Если при испытании двигателя выдерживается заданное давление, то

$$p_{2\text{теор}} = p_{2\text{экс}}$$

и для φ_k мы получаем формулу

$$\varphi_k = \frac{G_{\text{теор}}}{G_{\text{экс}}} \quad (\text{VI. 91})$$

Коэффициент камеры принимает вид коэффициента расхода и представляет отношение теоретического расхода, необходимого для создания заданного давления в камере сгорания (при заданном $f_{\text{кр}}$), к действительному, который получен при испытании.

Зная коэффициент камеры и коэффициент удельной тяги, можно получить также и значение коэффициента сопла:

$$\varphi_c = \frac{\varphi}{\varphi_k} \quad (\text{VI. 92})$$

При выборе значений коэффициента камеры и коэффициента сопла следует обращать внимание на соответствие конструктивных данных проектируемого двигателя конструктивным данным двигателя, при испытании которого были получены экспериментальные коэффициенты φ_k и φ_c .

Тепловой расчет двигателя с учетом экспериментальных коэффициентов

Задавшись величиной φ_k и φ_c , можно определить величину действительной удельной тяги по соотношению

$$P_{\text{уд}} = \varphi_k \varphi_c P_{\text{уд теор}} \quad (\text{VI. 93})$$

и найти действительно необходимый секундный расход компонентов

$$G = \frac{P}{P_{\text{уд}}} = \frac{G_{\text{теор}}}{\varphi_k \varphi_c} \quad (\text{VI. 94})$$

Можно также внести поправку в размеры критического сечения сопла, для того чтобы при новом расходе и с учетом потерь в камере и сопле получить заданное давление в камере p_2 .

Между действительным и теоретическим комплексами параметров будет иметь место соотношение, аналогичное (VI. 87)

$$\frac{f_{\text{кр}} p_2}{G} = \varphi_k \frac{f_{\text{кр теор}} p_{2\text{ теор}}}{G_{\text{теор}}}$$

Давление в камере p_2 должно равняться заданной величине давления $p_{2\text{ теор}}$, а действительный расход связан с теоретической величиной соотношением (VI. 94).

Следовательно,

$$\frac{f_{кр}}{f_{кр. теор}} = \varphi_k \frac{G}{G_{теор}} = \frac{\varphi_k}{\varphi_k \varphi_c},$$

или

$$f_{кр} = f_{кр теор} \frac{1}{\varphi_c}. \quad (VI. 95)$$

Отношение $\frac{f_з}{f_{кр}}$, необходимое для получения заданного давления на срезе сопла, при этом не будет отличаться от вычисленного ранее $\frac{f_{з теор}}{f_{кр теор}}$, так как показатель $n_{из}$ мы считаем неизменным. Вследствие этого

$$f_з = \frac{f_{з теор}}{\varphi_c}. \quad (VI. 96)$$

Таким образом, в результате расчета определяются действительная удельная тяга двигателя, секундный расход компонентов и геометрические размеры сопла.

§ 38. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ И ИСТЕЧЕНИЯ¹

Тепловой расчет ЖРД, работающего на азотосодержащем топливе

Произвести тепловой расчет жидкостного ракетного двигателя с тягой на земле 12 000 кг. Топливо: окислитель — 98%-ная азотная кислота, горючее — керосин состава: $G_r=0,865$; $H_r=0,135$; $O_r=0$. Коэффициент избытка окислителя $\alpha=0,8$. Давление в камере сгорания $p_2=30$ ата, давление на срезе сопла $p_3=0,9$ ата. Экспериментальные коэффициенты $\varphi_k=0,92$; $\varphi_c=0,95$.

Тепловой расчет ЖРД разделяется на следующие этапы.

1. Определение состава и температуры газов в камере сгорания.
2. Определение состава и температуры газов на срезе сопла.
3. Определение удельной тяги и размеров сопла.

Определение состава и температуры в камере сгорания

1. Состав 100%-ной азотной кислоты (см. табл. 3)

$O=0,762$; $H=0,016$; $N=0,222$.

Состав воды: $H=0,889$; $O=0,111$.

2. Состав окислителя [по формуле (V. 5)]

$O_o=0,98 \cdot 0,762 + 0,02 \cdot 0,889 = 0,764$;

$H_o=0,98 \cdot 0,016 + 0,02 \cdot 0,111 = 0,018$;

$N_o=0,98 \cdot 0,222 = 0,218$;

$C_o=0$.

¹ В примерах § 38 использованы значения термодинамических величин, взятые из работы А. П. Ваничева «Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур» (изд. БНТ, 1947). Эти данные несколько расходятся с аналогичными данными таблиц приложения 1, 2, 3 и 4, которые являются более точными.

Проверка:

$$O_o + H_o + N_o = 0,764 + 0,018 + 0,218 = 1,000.$$

3. Определяем теоретически необходимое количество окислителя ν_o . По формуле (V. 13)

$$\nu_o = \frac{\frac{8}{3} C_r + 8H_r - O_r}{O_o - \frac{8}{3} C_o - 8H_o} = \frac{\frac{8}{3} 0,865 + 8 \cdot 0,135}{0,764 - 8 \cdot 0,018} = 5,47.$$

4. Определяем действительный расход окислителя на 1 кг горючего. По формуле (V. 15)

$$\nu = \alpha \nu_o = 0,8 \cdot 5,47 = 4,37.$$

5. Определяем состав топлива. По формулам (V. 17)

$$C_r = \frac{C_r + \nu C_o}{1 + \nu} = \frac{0,865}{1 + 4,37} = 0,161;$$

$$H_r = \frac{H_r + \nu H_o}{1 + \nu} = \frac{0,135 + 4,37 \cdot 0,018}{5,37} = 0,040;$$

$$O_r = \frac{O_r + \nu O_o}{1 + \nu} = \frac{4,37 \cdot 0,764}{5,37} = 0,622;$$

$$N_r = \frac{N_r + \nu N_o}{1 + \nu} = \frac{4,37 \cdot 0,218}{5,37} = 0,177.$$

Проверка:

$$C_r + H_r + O_r + N_r = 0,161 + 0,040 + 0,622 + 0,177 = 1,000.$$

6. Определяем теплосодержание топлива.

По данным табл. 3 теплосодержание HNO_3 равно — 660 ккал/кг; теплосодержание воды составит — 3790 ккал/кг; теплота растворения воды в азотной кислоте равна — 280 ккал/кг H_2O .

Теплосодержание окислителя по формуле (V. 23)

$$I_{p_o} = -660 \cdot 0,98 - 3790 \cdot 0,02 - 0,02 \cdot 280 = -729 \text{ ккал/кг.}$$

По данным табл. 4 теплосодержание керосина:

$$I_{p_r} = -440 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание топлива по формуле (V. 25)

$$I_{p_r} = \frac{I_{p_r} + \nu I_{p_o}}{1 + \nu} = \frac{-440 + 4,37 (-729)}{5,37} = -677 \text{ ккал/кг.}$$

7. В соответствии с данными табл. 5 температура в камере сгорания будет находиться в пределах 3000° абс. Поэтому расчет состава продуктов сгорания будем вести при трех температурах: $T' = 2900^\circ$ абс., $T'' = 3000^\circ$ абс. и $T''' = 3100^\circ$ абс.

8. Выражаем давление в физических атмосферах, для которых приведены значения константы равновесия: $p_2 = \frac{30}{1,033} = 29 \text{ ата.}$

9. Определяем постоянные для данного расчета величины Q , R и S . По формулам (VI. 51), (VI. 52) и (VI. 53)

$$Q = \frac{7}{6} \frac{C_T}{N_T} = \frac{7}{6} \frac{0,161}{0,177} = 1,060;$$

$$R = 14 \frac{H_T}{N_T} = 14 \frac{0,04}{0,177} = 3,162;$$

$$S = \frac{3}{4} \frac{O_T}{N_T} = \frac{3}{4} \frac{0,622}{0,161} = 2,90.$$

Далее проводим расчет состава продуктов сгорания при температуре 3000° абс., используя метод последовательных приближений, описанный в § 34.

Первое приближение

10. Определяем состав продуктов сгорания первого приближения по формулам (VI. 64) — (VI. 67).

$$p_{N_2} = \frac{p_2}{2Q + R + 1} = \frac{29}{2 \cdot 1,06 + 3,162 + 1} = 4,62;$$

$$p_{CO} = 2Qp_{N_2} - p_{CO_2} = 2 \cdot 1,06 \cdot 4,62 - p_{CO_2} = 9,80 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2O} = 2Qp_{N_2}(S - 1) - p_{CO_2} = 9,80(2,90 - 1) - p_{CO_2} = 18,60 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2} = 2p_{N_2} \left[\frac{R}{2} - Q(S - 1) \right] + p_{CO_2} = 2 \cdot 4,62 \left[\frac{3,162}{2} - 1,06(2,90 - 1) \right] + p_{CO_2} = p_{CO_2} - 4,07.$$

11. Квадратное уравнение (VI. 68) примет вид

$$K_{2a} = \frac{(9,80 - p_{CO_2})(18,60 - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(p_{CO_2} - 4,07)}.$$

Берем значение K_{2a} при $T = 3000^\circ$ абс.

$$K_{2a} = 7,49.$$

Квадратное уравнение получает вид

$$6,49p_{CO_2}^2 - 2,1p_{CO_2} - 182,5 = 0,$$

откуда

$$p_{CO_2} = \frac{2,1 \pm \sqrt{2,1^2 + 4 \cdot 182,5 \cdot 6,49}}{2 \cdot 6,49} = 5,47.$$

$$p_{CO} = 9,80 - 5,47 = 4,33;$$

$$p_{H_2O} = 18,60 - 5,47 = 13,13;$$

$$p_{H_2} = 9,47 - 4,07 = 1,40.$$

Проверка:

а) по общему давлению

$$p_{\Sigma} = \sum p_i = 4,62 + 5,47 + 4,33 + 13,13 + 1,40 = 28,95; \quad (p_2 = 29).$$

б) по константе равновесия

$$K_{2a} = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{H}_2} p_{\text{CO}_2}} = \frac{4,33 \cdot 13,13}{1,40 \cdot 5,47} = 7,48 \quad (7,49).$$

Второе приближение

12. Определяем парциальные давления шести газов.

Значения констант равновесия принимаем равными

$$K_1 = 0,368; \quad K_3 = 0,059; \quad K_4 = 0,0148; \quad K_5 = 0,0283; \quad K_6 = 0,014; \quad K_7 = 2,24 \cdot 10^{-6}.$$

По формулам (VI. 69)

$$p_{\text{O}_2} = \left(K_1 \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{CO}}} \right)^2 = \left(0,368 \frac{5,47}{4,33} \right)^2 = 0,219;$$

$$p_{\text{OH}} = K_3 \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{H}_2}^2} = 0,059 \frac{13,13}{1,40^2} = 0,650;$$

$$p_{\text{NO}} = \sqrt{K_4 p_{\text{N}_2} p_{\text{O}_2}} = \sqrt{0,0148 \cdot 4,62 \cdot 0,219} = 0,122;$$

$$p_{\text{H}} = \sqrt{K_5 p_{\text{H}_2}} = \sqrt{0,0283 \cdot 1,40} = 0,200;$$

$$p_{\text{O}} = \sqrt{K_6 p_{\text{O}_2}} = \sqrt{0,014 \cdot 0,219} = 0,055;$$

$$p_{\text{N}} = \sqrt{K_7 p_{\text{N}_2}} = \sqrt{2,24 \cdot 10^{-6} \cdot 4,62} = 0,003.$$

13. Определяем коэффициенты *A*, *B*, *D* и *E* по формулам (VI. 70)

$$A = p_{\text{NO}} + p_{\text{N}} = 0,122 + 0,003 = 0,125;$$

$$B = p_{\text{OH}} + p_{\text{H}} = 0,650 + 0,200 = 0,850;$$

$$D = 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{O}} = 2 \cdot 0,219 + 0,650 + 0,122 + 0,055 = 1,265;$$

$$E = p_{\text{O}_2} + p_{\text{OH}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{H}} + p_{\text{O}} + p_{\text{N}} = \\ = 0,219 + 0,650 + 0,122 + 0,200 + 0,055 + 0,003 = 1,249.$$

14. Определяем парциальные давления основных газов во втором приближении. По формулам (VI. 57), (VI. 58), (VI. 60), (VI. 62)

$$p_{\text{N}_2} = \frac{p_2 - E + \frac{B}{2} - A \left(Q + \frac{R}{2} \right)}{2Q + R + 1} =$$

$$= \frac{29 - 1,249 + 0,425 - 0,125 \left(1,060 + \frac{3,162}{2} \right)}{2 \cdot 1,060 + 3,162 + 1} =$$

$$= \frac{29 - 1,249 + 0,425 - 0,125 \cdot 2,641}{6,282} = 4,44;$$

$$p_{\text{CO}} = Q(2p_{\text{N}_2} + A) - p_{\text{CO}_2} = 1,06(2 \cdot 4,44 + 0,125) - p_{\text{CO}_2} = \\ = 9,55 - p_{\text{CO}_2};$$

$$\begin{aligned}
 p_{\text{H}_2\text{O}} &= Q(2p_{\text{N}_2} + A)(S-1) - D - p_{\text{CO}_2} = \\
 &= 9,55(2,90-1) - 1,265 - p_{\text{CO}_2} = 16,88 - p_{\text{CO}_2}; \\
 p_{\text{H}_2} &= (2p_{\text{N}_2} + A) \left[\frac{R}{2} - Q(S-1) \right] - \frac{B}{2} + D + p_{\text{CO}_2} = \\
 &= (2 \cdot 4,44 + 0,125) \left[\frac{3,162}{2} - 1,060(2,90-1) \right] - \\
 &\quad - 0,425 + 1,265 + p_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} - 3,03.
 \end{aligned}$$

Квадратное уравнение (VI. 68) имеет вид

$$K_{2a} = \frac{(9,55 - p_{\text{CO}_2})(16,88 - p_{\text{CO}_2})}{p_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2} - 3,03)} = 7,49.$$

После преобразований получим

$$6,49 p_{\text{CO}_2}^2 + 3,70 p_{\text{CO}_2} - 161,2 = 0,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{-3,70 \pm \sqrt{3,70^2 + 4 \cdot 6,49 \cdot 161,2}}{2 \cdot 6,49} = 4,71;$$

$$p_{\text{CO}} = 9,55 - 4,71 = 4,84;$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 16,88 - 4,71 = 12,17;$$

$$p_{\text{H}_2} = 4,71 - 3,03 = 1,68.$$

Проверка:

$$\begin{aligned}
 p_{\Sigma} &= p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{N}_2} + E = \\
 &= 4,71 + 4,84 + 1,68 + 12,17 + 4,44 + 1,249 = 29,089;
 \end{aligned}$$

$$K_{2a} = \frac{4,84 \cdot 12,17}{1,68 \cdot 4,71} = 7,49.$$

Третье приближение

15. Определяем парциальные давления шести газов. Формулы и константы взяты из второго приближения

$$p_{\text{O}_2} = \left(0,368 \frac{4,71}{4,84} \right)^2 = 0,135;$$

$$p_{\text{OH}} = 0,059 \frac{12,17}{\sqrt{1,68}} = 0,558;$$

$$p_{\text{NO}} = \sqrt{0,0148 \cdot 4,44 \cdot 0,135} = 0,093;$$

$$p_{\text{H}} = \sqrt{0,0283 \cdot 1,68} = 0,206;$$

$$p_{\text{O}} = \sqrt{0,014 \cdot 0,135} = 0,043;$$

$$p_{\text{N}} = \sqrt{2,24 \cdot 10^{-6} \cdot 4,44} = 0,003.$$

16. Определяем коэффициенты.

$$A = 0,093 + 0,03 = 0,096;$$

$$B = 0,558 + 0,206 = 0,764; \quad \frac{B}{2} = 0,382;$$

$$D = 2 \cdot 0,135 + 0,558 + 0,093 + 0,043 = 0,964;$$

$$E = 0,135 + 0,558 + 0,093 + 0,206 + 0,043 + 0,003 = 1,038.$$

17. Определяем парциальные давления основных газов

$$p_{N_2} = \frac{29 - 1,038 + 0,382 - 0,096 \cdot 2,641}{6,282} = 4,46;$$

$$p_{CO} = 1,06(2 \cdot 4,46 + 0,096) - p_{CO_2} = 9,56 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2O} = 9,56 \cdot 1,90 - 0,964 - p_{CO_2} = 17,20 - p_{CO_2};$$

$$p_{H_2} = (2 \cdot 4,46 + 0,096)(-0,43) - 0,382 + 0,964 + p_{CO_2} = \\ = p_{CO_2} - 3,29.$$

Квадратное уравнение получит вид

$$7,49 = \frac{(9,56 - p_{CO_2})(17,20 - p_{CO_2})}{p_{CO_2}(p_{CO_2} - 3,29)};$$

$$6,49 p_{CO_2} + 2,16 p_{CO} - 164,4 = 0;$$

$$p_{CO_2} = \frac{-2,16 \pm \sqrt{2,16^2 + 4 \cdot 6,49 \cdot 164,4}}{2 \cdot 6,49} = 4,88;$$

$$p_{CO} = 9,56 - 4,88 = 4,68;$$

$$p_{H_2O} = 17,20 - 4,88 = 12,32;$$

$$p_{H_2} = 4,88 - 3,29 = 1,59.$$

Проверка:

$$p_{\Sigma} = 4,46 + 4,88 + 4,68 + 12,32 + 1,59 + 1,038 = 28,968;$$

$$K_{2a} = \frac{4,68 \cdot 12,32}{4,88 \cdot 1,59} = 7,47.$$

Сравнивая решение во втором и третьем приближении, видим, что разница в значениях парциальных давлений еще относительно велика (больше 0,2 атa). Поэтому придется делать следующее, четвертое приближение.

Четвертое приближение

18. Определяем парциальные давления шести газов

$$p_{O_2} = \left(0,368 \frac{4,88}{4,68}\right)^2 = 0,146;$$

$$p_{OH} = 0,059 \frac{12,32}{\sqrt{1,59}} = 0,577;$$

$$p_{\text{NO}} = \sqrt{0,0148 \cdot 4,46 \cdot 0,146} = 0,098;$$

$$p_{\text{H}} = \sqrt{0,0283 \cdot 1,59} = 0,212;$$

$$p_{\text{O}} = \sqrt{0,014 \cdot 0,146} = 0,045;$$

$$p_{\text{N}} = 0,003.$$

19. Определяем коэффициенты *A*, *B*, *D* и *E*.

$$A = 0,098 + 0,003 = 0,101;$$

$$B = 0,577 + 0,212 = 0,799; \quad \frac{B}{2} = 0,400;$$

$$D = 2 \cdot 0,146 + 0,577 + 0,098 + 0,045 = 1,012;$$

$$E = 0,146 + 0,577 + 0,098 + 0,212 + 0,045 + 0,003 = 1,081.$$

20. Определяем парциальные давления основных газов

$$p_{\text{N}_2} = \frac{29 - 1,081 + 0,400 - 0,101 \cdot 2,641}{6,282} = 4,46;$$

$$p_{\text{CO}} = 1,06(2 \cdot 4,46 + 0,101) = 9,56 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 9,56 \cdot 1,90 - 1,012 - p_{\text{CO}_2} = 17,16 - p_{\text{CO}_2};$$

$$p_{\text{H}_2} = (2 \cdot 4,46 + 0,101)(-0,433) - 0,400 + 1,012 + p_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} - 3,26.$$

Квадратное уравнение получит вид

$$7,49 = \frac{(9,56 - p_{\text{CO}_2})(17,16 - p_{\text{CO}_2})}{p_{\text{CO}_2}(p_{\text{CO}_2} - 3,26)};$$

$$6,49 p_{\text{CO}_2}^2 + 2,30 p_{\text{CO}_2} - 163,9 = 0;$$

$$p_{\text{CO}_2} = 4,85;$$

$$p_{\text{CO}} = 9,56 - 4,85 = 4,71;$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 17,16 - 4,85 = 12,31;$$

$$p_{\text{H}_2} = 4,85 - 3,26 = 1,59.$$

Проверка:

$$p_{\Sigma} = 4,46 + 4,85 + 4,71 + 12,31 + 1,59 + 1,081 = 29,001;$$

$$K_{2a} = \frac{4,71 \cdot 12,31}{4,85 \cdot 1,59} = 7,51.$$

Сравнивая парциальные давления, полученные в третьем и четвертом приближениях, видим, что разница между ними не превосходит 0,05. Дальнейшие приближения нецелесообразны, поэтому за окончательный состав принимаем состав, полученный в четвертом приближении. Округляем значения парциальных давлений до второго знака после занятой; при этом не будет учитываться содержание атомарного азота, так как оно составляет всего 0,003 ата.

21. Результаты дальнейших расчетов сводим в табл. 11.

Таблица 11

Газ	P_i ата	ν_i	$\nu_i P_i$	I_{n_i} ккал/граммоль	$I_{n_i} P_i$	S_{0i} ккал/граммоль	$S_{0i} P_i$	$\lg P_i$	$4,57 \rho_i \lg P_i$	$S_{0i} P_i -$ $4,57 \rho_i \lg P_i$ ккал/граммоль
N ₂	4,46	28	128	22,21	99	63,79	284,5	0,649	13,2	271,3
CO ₂	4,85	44	213	-57,23	-278	79,94	387,5	0,685	16,5	371,0
CO	4,71	28	132	-4,61	-22	65,48	308,2	0,672	14,5	293,7
H ₂ O	12,31	18	222	-27,84	-343	68,25	841,0	1,090	61,4	780,0
H ₂	1,59	2	3,2	21,20	34	48,47	77,1	0,201	1,46	75,6
O ₂	0,14	32	4,5	23,47	3	67,85	9,5	-0,854	-0,5	10,0
OH	0,58	17	9,8	27,44	16	61,37	30,7	-0,237	-0,63	31,3
NO	0,10	30	3,0	44,31	4	70,72	7,1	-1,00	-0,56	7,6
H	0,21	1	0,2	65,13	13	38,90	8,2	-0,678	-0,65	8,8
O	0,04	16	0,6	72,55	3	50,28	2,0	-1,39	-0,21	2,2
Сумма	29,01	-	716,3	-	-472	-	-	-	-	1851,5

В последней строке таблицы приведены необходимые суммы. Пользуясь данными таблицы, проведем проверку правильности вычисленного состава по абсолютным балансовым уравнениям.

$$\begin{aligned}
 H_{\tau} &= \frac{1}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{H_2O} + 2p_{H_2} + p_{OH} + p_H) = \\
 &= \frac{1}{716,3} (2 \cdot 12,31 + 2 \cdot 1,59 + 0,58 + 0,21) = 0,0399 \quad (0,040); \\
 C_{\tau} &= \frac{12}{\sum_i \nu_i p_i} (p_{CO_2} + p_{CO}) = \frac{12}{716,3} (4,85 + 4,71) = 0,160 \quad (0,161); \\
 N_{\tau} &= \frac{14}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{N_2} + p_{NO}) = \frac{14}{716,3} (2 \cdot 4,46 + 0,1) = 0,176 \quad (0,177); \\
 O_{\tau} &= \frac{16}{\sum_i \nu_i p_i} (2p_{CO_2} + p_{CO} + p_{H_2O} + 2p_{O_2} + p_{OH} + p_{NO} + p_O) = \\
 &= \frac{16}{716,3} (2 \cdot 4,85 + 4,71 + 12,31 + 2 \cdot 0,14 + 0,58 + 0,10 + 0,04) = \\
 &= 0,621 \quad (0,622).
 \end{aligned}$$

В скобках указаны значения H_{τ} ; C_{τ} ; N_{τ} и O_{τ} , найденные по составу смеси. Таким образом, мы видим, что определение парциальных давлений проведено достаточно точно.

Значения полных теплосодержаний компонентов продуктов сгорания I_{pi} и стандартных энтропий S_{oi} взяты из соответствующих таблиц.

Пользуясь данными табл. 11, определяем

$$I_{п.с} = \frac{\sum_i I_{pi}}{\sum_i \nu_i p_i} 1000 = \frac{-472}{716,3} 1000 = -658 \text{ ккал/кг};$$

$$\nu_{\Sigma} = \frac{1}{p_{\Sigma}} \sum_i \nu_i p_i = \frac{716,3}{29,01} = 24,65;$$

$$R = \frac{848}{\nu_{\Sigma}} = \frac{848}{24,65} = 34,4 \text{ кдж/кг}^{\circ}\text{С};$$

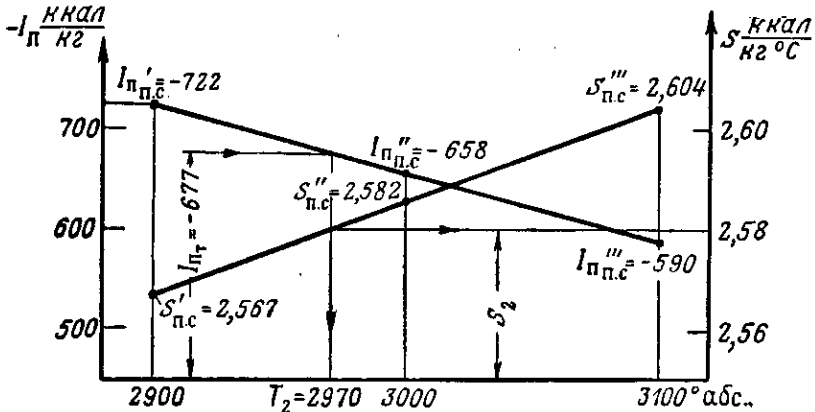
$$\begin{aligned}
 S_{п.с} &= \frac{1000}{\sum_i \nu_i p_i} \sum_i (S_{oi} p_i - 4,57 p_i \lg p_i) = \\
 &= \frac{1000 \cdot 1851,5}{716,3} = 2585 \text{ кал/кг}^{\circ}\text{С} = 2,585 \text{ ккал/кг}^{\circ}\text{С}.
 \end{aligned}$$

22. Проведя аналогичные расчеты для других температур (вычисления не приводятся), а именно для 2900 и 3100° абс., получим результаты, сведенные в табл. 12.

Таблица 12

T° абс.	$I_{п.с}$ в ккал/кг	R в кгм/кг $^{\circ}C$	$S_{п.с}$ в ккал/кг $^{\circ}C$
2900	-722	34,2	2,567
3000	-658	34,4	2,582
3100	-590	34,6	2,604

Графически по пересечению кривой полного теплосодержания продуктов сгорания со значением полного теплосодержания топли-

Фиг. 73. К решению примера. Расчет T_2 и S_2 .

ва (-677 ккал/кг) находим температуру в камере сгорания и состояние газа в ней (фиг. 73).

$$T_2 = 2970^{\circ} \text{ абс.}; S_2 = 2,580 \text{ ккал/кг}^{\circ} C;$$

Величину газовой постоянной R находим в табл. 12, применяя линейную интерполяцию. Округляя, получим

$$R = 34,4 \text{ кгм/кг}^{\circ} C.$$

На этом расчет состояния газа в камере сгорания заканчивается.

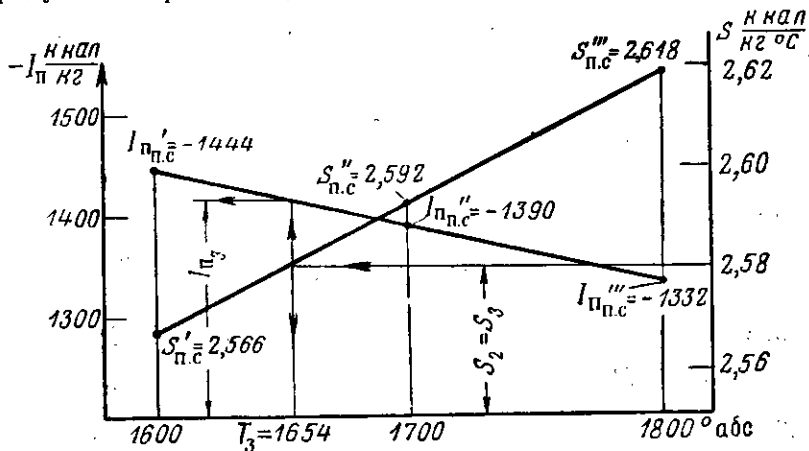
Расчет состава и температуры продуктов сгорания на срезе сопла

23. Задаемся примерным значением показателя изэнтропии, который для данного топлива можно считать равным 1,18, и находим ожидаемую температуру на срезе сопла

$$T_{\text{с.ож}} = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n_{\text{из}} - 1}{n_{\text{из}}}} = 2970 \left(\frac{0,9}{30} \right)^{\frac{1,18 - 1}{1,18}} = 1740^{\circ} \text{ абс.}$$

24. Определение состава газа на срезе сопла ведем тем же способом, что и расчет состава в камере сгорания.

Расчет ведем при температурах 1600, 1700 и 1800° абс. и давлении 0,9 ата, пренебрегая ввиду низких температур содержанием в продуктах сгорания O₂; OH; NO; H и O.



Фиг. 74. К решению примера. Расчет T_3 и $I_{п.с.}$.

В результате расчета получаем данные, приведенные в табл. 13, по которым строим график фиг. 74.

Таблица 13

T° абс.	$I_{п.с.}$ ккал/кг	$S_{п.с.}$ ккал/кг °С
1600	-1444	2,566
1700	-1390	2,592
1800	-1332	2,618

Воспользовавшись найденным значением энтропии при температуре сгорания в камере ($S_2=2,58$ ккал/кг°С), графически находят состояние газа на срезе сопла

$$T_3=1654^\circ \text{ абс.}; I_{п.с.}=-1415 \text{ ккал/кг.}$$

Величина газовой постоянной продуктов сгорания на срезе по данным расчета составит $R_3=34,0$ кгм/кг°С.

Определение удельной тяги и размеров сопла

25. Определяем скорость истечения w_3

$$w_3=91,5 \sqrt{\Delta I_{п.с.}}=91,5 \sqrt{I_{п.с.т}-I_{п.с.}}=91,5 \sqrt{-677+1415} = \\ =2480 \text{ м/сек.}$$

26. Определяем удельный вес продуктов сгорания на срезе сопла. По формуле (VI. 75)

$$\gamma_3 = \frac{p_3}{R_3 T_3} = \frac{0,9 \cdot 10^4}{34 \cdot 1654} = 0,16 \text{ кг/м}^3.$$

27. Определяем удельное проходное сечение среза сопла по формуле (VI. 77)

$$f'_3 = \frac{1}{\gamma_3 w_3} = \frac{1}{0,16 \cdot 2480} = 25,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{кг} = 25,2 \text{ см}^2/\text{кг}.$$

28. Определяем теоретическую удельную тягу. По формуле (VI. 78)

$$P_{\text{уд теор}} = \frac{w_3}{g} + f'_3 (p_3 - p_H) = \frac{2480}{9,81} + 25,2(0,9 - 1,0) = 250 \text{ кгсек/кг}.$$

29. Определяем удельную тягу. По формуле (VI. 93)

$$P_{\text{уд}} = P_{\text{уд теор}} \varphi_k \varphi_c = 250 \cdot 0,92 \cdot 0,95 = 217 \text{ кгсек/кг}.$$

30. Определяем расход топлива

$$G = \frac{P}{P_{\text{уд}}} = \frac{12000}{217} = 55,3 \text{ кг/сек};$$

$$G_r = \frac{G}{1 + \nu} = \frac{55,3}{5,37} = 10,3 \text{ кг/сек};$$

$$G_o = \frac{\nu}{1 + \nu} G = \frac{4,37}{5,37} 55,3 = 45,0 \text{ кг/сек}.$$

31. Определяем размер сопла на срезе. По формуле (VI. 96)

$$f_3 = \frac{f'_{3\text{теор}}}{\varphi_c} = \frac{f'_3 G}{\varphi_c} = \frac{25,2 \cdot 55,3}{0,95} = 1467 \text{ см}^2.$$

32. Находим показатель нзоэнтропы по формуле (VI. 81)

$$n_{\text{из}} = \frac{\lg \frac{p_3}{p_2}}{\lg \frac{p_3}{p_2} \frac{T_2}{T_3}} = \frac{\lg \frac{0,9}{30}}{\lg \frac{0,9 \cdot 2970}{30 \cdot 1650}} = 1,20.$$

33. Воспользовавшись графиком фиг. 45 или формулой (III. 65), по значению $n = 1,2$ и отношению давления $\frac{p_o}{p_2} = 33,3$ находим необходимое отношение $\frac{f_{\text{в}}}{f_{\text{кр}}}$; оно равно 4,96.

Откуда

$$f_{\text{кр}} = \frac{1467}{4,96} = 296 \text{ см}^2.$$

**Расчет состава продуктов сгорания топлива,
не содержащего азота**

Найти состав продуктов сгорания топлива следующего состава: горючее — 96%-ный этиловый спирт, окислитель — жидкий кислород при $\alpha=1$; $C_T=0,167$; $H_T=0,043$; $O_T=0,790$; давление 40 ата и температура 3400° абс.

1. Пересчитываем давление в физические атмосферы

$$p_2 = \frac{40}{1,033} = 38,72 \text{ ата.}$$

2. Принимаем значения необходимых констант при температуре 3400° абс. равными

$$K_1=1,250; K_2=0,157; K_3=0,366; K_5=0,245; K_6=0,156.$$

3. Определяем значения постоянных для всего расчета коэффициентов

$$A = \frac{3 O_T}{4 C_T} = \frac{3 \cdot 0,790}{4 \cdot 0,167} = 3,55; B = \frac{1 O_T}{16 H_T} = \frac{1 \cdot 0,790}{16 \cdot 0,043} = 1,15.$$

Первое приближение

4. Принимаем значение парциального давления кислорода первого приближения $p_{O_2} = a^2 = 2,50$; $a = 1,58$.

5. По формулам (VI. 41—VI. 44) вычисляем значения коэффициентов

$$b = \frac{K_1}{a} = \frac{1,25}{1,58} = 0,791; p_{CO} = 0,791 p_{CO_2};$$

$$c = \frac{K_2}{a} = \frac{0,157}{1,58} = 0,099; p_{H_2} = 0,099 p_{H_2O};$$

$$d = \frac{K_3}{\sqrt{c}} = \frac{0,366}{\sqrt{0,099}} = 1,160; p_{OH} = 1,160 \sqrt{p_{H_2O}}.$$

$$e = \sqrt{K_5} \sqrt{c} = \sqrt{0,245 \cdot 0,099} = 0,156; p_H = 0,156 \sqrt{p_{H_2O}};$$

$$f = \sqrt{K_6} a = \sqrt{0,156 \cdot 1,58} = 0,624; p_O = f = 0,624.$$

6. Находим первое квадратное уравнение. Для этого используем уравнение (VI. 45)

$$\frac{2a^2 + 2p_{CO_2} + bp_{CO_2} + p_{H_2O} + d\sqrt{p_{H_2O}} + f}{p_{CO_2} + bp_{CO_2}} = A.$$

После подстановки найденных значений парциальных давлений оно имеет вид

$$\frac{2 \cdot 2,50 + 2p_{CO_2} + 0,791 p_{CO_2} + p_{H_2O} + 1,160 \sqrt{p_{H_2O}} + 0,624}{p_{CO_2} + 0,791 p_{CO_2}} = 3,55.$$

После приведения подобных членов получим первое квадратное уравнение

$$-3,57 p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + 1,16 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + 5,624 = 0.$$

7. Находим второе квадратное уравнение.

В уравнение (VI. 47)

$$\frac{2a^2 + 2p_{\text{CO}_2} + bp_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + d\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + f}{2cp_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2\text{O}} + d\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + e\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}}} = B$$

подставляем найденные значения парциальных давлений

$$\frac{2 \cdot 2,50 + 2p_{\text{CO}_2} + 0,791 p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}} + 1,16 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + 0,624}{2 \cdot 0,099 p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2\text{O}} + 1,16 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + 0,156 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}}} = 1,15.$$

Приведа подобные члены, получим

$$2,79 p_{\text{CO}_2} - 1,53 p_{\text{H}_2\text{O}} - 0,358 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} + 5,624 = 0.$$

8. Умножаем второе уравнение на отношение $\frac{3,57}{2,79}$ и складываем полученное уравнение с первым квадратным уравнением. Получаем

$$0,96 p_{\text{H}_2\text{O}} - 0,70 \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} - 12,83 = 0.$$

9. Решаем найденное уравнение относительно $\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}}$

$$\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{0,70 \pm \sqrt{0,70^2 + 4 \cdot 12,83 \cdot 0,96}}{2 \cdot 0,96} = 4,04.$$

Берем только положительное решение, так как при $\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} < 0$

$$p_{\text{OH}} = d \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ и } p_{\text{H}} = e \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}}$$

будут отрицательными, что невозможно.

10. Находим парциальные давления водородосодержащих газов

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = (\sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}})^2 = 4,04^2 = 16,30; \quad p_{\text{H}_2} = cp_{\text{H}_2\text{O}} = 0,099 \cdot 16,30 = 1,61;$$

$$p_{\text{OH}} = d \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 1,16 \cdot 4,04 = 4,68; \quad p_{\text{H}} = e \sqrt{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 0,156 \cdot 4,04 = 0,63.$$

11. Находим парциальные давления углеродосодержащих газов; для этого в первое квадратное уравнение подставляем найденное значение парциального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$.

$$-3,57 p_{\text{CO}_2} + 16,30 + 4,68 + 5,624 = 0,$$

откуда

$$p_{\text{CO}_2} = 7,45 \text{ и } p_{\text{CO}} = 0,791 p_{\text{CO}_2} = 5,90.$$

12. Составляем таблицу состава продуктов сгорания (табл. 14).

Таблица 14

Газ	O ₂	O	H ₂ O	H ₂	OH	H	CO ₂	CO	Сумма
p_i	2,50	0,62	16,30	1,61	4,68	0,63	7,45	5,90	39,69
μ_i	32	16	18	2	17	1	44	28	—
$\mu_i p_i$	80	10	29,1	3,2	80	0,6	328,1	1,165	959

13. Проверяем правильность решения (отсутствие ошибок) по абсолютным балансовым уравнениям (VI. 27), (VI. 28), (VI. 29) и с учетом (VI. 33).

$$N_T = \frac{1}{\sum_i \mu_i p_i} (2p_{H_2} + 2p_{H_2O} + p_{OH} + p_H) =$$

$$= \frac{1}{959} (2 \cdot 1,61 + 2 \cdot 16,30 + 4,68 + 0,63) = 0,0428 \quad (0,043)$$

$$C_T = \frac{12}{\sum_i \mu_i p_i} (p_{CO_2} + p_{CO}) = \frac{12}{959} (7,45 + 5,90) = 0,167 \quad (0,167)$$

$$O_T = \frac{16}{\sum_i \mu_i p_i} (2p_{CO_2} + 2p_{CO} + p_{H_2O} + p_{CO} + p_{OH} + p_O) =$$

$$= \frac{16}{959} (2 \cdot 7,45 + 2 \cdot 2,50 + 16,30 + 5,90 + 4,68 + 0,63) = 0,789$$

(0,790)

В скобках указаны принятые в расчете значения

N_T , C_T и O_T .

В определении состава продуктов сгорания существенных ошибок нет.

14. Так как полученная при расчете величина $p_2 = 39,69$ больше, чем заданное в расчете давление $p_2 = 38,72$ ата, то проводим второй расчет, задавшись меньшим значением p_0 .

15. Выбираем $p_0 = a^2 = 2,45$ и в результате аналогичного расчета получаем следующую таблицу (табл. 15).

Таблица 15

p_{O_2}	p_O	p_{H_2O}	p_{H_2}	p_{OH}	p_H	p_{CO_2}	p_{CO}	p_2
2,45	0,61	15,60	1,56	4,57	0,63	7,14	5,71	38,21

Как видим, давление p_2 , полученное в результате расчета, меньше, чем заданное давление p_2 .

16. Производим пересчет состава на расчетное давление 38,7 физ. ата, считая, что в узком интервале давлений между 39,69

и 38,21 ата парциальные давления изменяются по линейному закону

$$p_{i 38,7} = p_{i 38,21} + \Delta p_i \frac{38,7 - 38,21}{39,69 - 38,21} = p_{i 38,21} + 0,333 \Delta p_i.$$

При этом производим округление до четвертого знака. Данные пересчета сведены в табл. 16.

Таблица 16

Газ	O ₂	O	H ₂ O	H ₂	ОН	H	CO ₂	CO	Σ
$p_{i 39,69}$	2,50	0,62	16,39	1,61	4,68	0,63	7,45	5,90	39,69
$p_{i 38,21}$	2,45	0,61	15,60	1,56	4,57	0,63	7,14	5,71	38,21
Δp_i	0,05	0,01	0,70	0,05	0,11	—	0,21	0,19	—
$0,333 \Delta p_i$	0,015	0,003	0,212	0,015	0,033	—	0,063	0,057	—
$p_{i 38,7}$	2,47	0,61	15,81	1,58	4,60	0,63	7,20	5,77	38,67

Таким образом, необходимый состав найден.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. На какие группы разбивается система уравнений для определения состава продуктов сгорания?
2. Как влияет давление на состав продуктов сгорания водорода и кислорода?
3. Как влияет температура на состав продуктов сгорания?
4. Напишите уравнение баланса азота и объясните, как оно получается?
5. Как определяется кажущийся молекулярный вес продуктов сгорания μ_2 ?
6. Как определяется общее число граммолей продуктов сгорания M_2 , приходящееся на 1 кг топлива?
7. Напишите уравнение сохранения энергии для сгорания топлива в камере при отсутствии потерь тепла.
8. Объясните порядок расчета температуры и состава продуктов сгорания в камере двигателя.
9. Расскажите, как вести расчет температуры на срезе сопла?
10. Как определяется теоретическая скорость истечения из сопла?
11. Как определяются теоретические размеры сопла?
12. Как производится тепловой расчет по IS -диаграмме?
13. Объясните влияние температуры на состав продуктов сгорания?
14. Как влияет давление в камере сгорания на удельную тягу ЖРД и на геометрические размеры сопла?
15. Как экспериментально определяется коэффициент камеры φ_k ?
16. Как учесть экспериментальные коэффициенты при расчете действительной удельной тяги и геометрических размеров сопла?

Глава VII

ОХЛАЖДЕНИЕ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 39. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ КУРСА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Передача тепла

Прежде чем перейти к рассмотрению особенностей охлаждения ЖРД, коротко напомним основные сведения из курса теплопередачи¹.

В процессе теплопередачи тепло всегда передается от более нагретого к менее нагретому телу, т. е. от тела с более высокой температурой к телу с менее высокой.

Тепловой поток, который мы будем обозначать Q , представляет собой общее количество тепла, передаваемого телом в единицу времени. Будем выражать его в *ккал/час* или *ккал/сек*.

Интенсивность теплообмена определяется величиной удельного теплового потока q , под которым понимается количество тепла, которое проходит в единицу времени через единицу поверхности тела. Размерность удельного теплового потока, таким образом, составляет *ккал/м²час* или *ккал/м²сек*.

Передача тепла от тела к телу и внутри данного тела происходит разными способами, в зависимости от строения тел, участвующих в теплообмене, физического состояния их и других причин.

В процессе теплообмена различают три основных вида передачи тепла: *теплопроводность*, *теплообмен путем конвекции* и *тепловое излучение*.

Передача тепла теплопроводностью происходит только при непосредственном соприкосновении между частицами тела. При этом в жидкостях и твердых телах (диэлектриках) перенос энергии осуществляется за счет распространения упругих волн, в газах — путем диффузии атомов или молекул, а в металлах — путем диффузии свободных электронов.

Теплообмен путем конвекции происходит лишь в жидкостях и газах. При этом перенос тепла осуществляется непосредственным перемещением частиц (объемов) газа.

Тепловое излучение — это процесс распространения энергии в виде электромагнитных волн. Тепловое излучение сопро-

¹ М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.

вождается превращением тепловой энергии в лучистую и обратно — лучистой в тепловую.

В технических устройствах и тепловых машинах тепло, как правило, передается одновременно двумя или тремя способами. При этом иногда бывает очень трудно определить, каким же именно способом передается большая часть тепла.

Теплообмен путем теплопроводности

С помощью одной лишь теплопроводности тепло передается только через твердые, непрозрачные тела.

В ЖРД теплообмен путем теплопроводности в чистом виде происходит при передаче тепла через сплошную (не пористую) стенку камеры сгорания к охлаждающей жидкости. Количество тепла, переданное путем теплопроводности, определяется следующим образом:

Пусть дана стенка толщиной δ м и площадью F м² (фиг. 75).

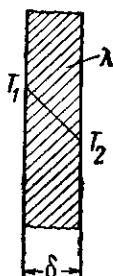
Температура нагретой поверхности T_1 °С, температура холодной поверхности T_2 °С. Тепловой поток, прошедший через стенку в единицу времени от горячей поверхности к холодной Q ккал/час, определяется по формуле

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (T_1 - T_2), \quad (\text{VII. 1})$$

откуда удельный тепловой поток

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2),$$

Фиг. 75. К определению передачи тепла теплопроводностью.



где λ — коэффициент теплопроводности. Он характеризует собой способность данного тела проводить тепло.

Из формулы (VII. 1)

$$\lambda = \frac{Q\delta}{F(T_1 - T_2)} \text{ ккал. м/м}^2\text{ час}^\circ\text{С (или ккал/м час}^\circ\text{С)}. \quad (\text{VII. 2})$$

Иногда величина коэффициента теплопроводности λ выражается в ккал/мсек °С.

Коэффициент теплопроводности определяется количеством тепла, которое проходит в единицу времени через единицу поверхности при разности температур на единицу толщины стенки в один градус. Чем больше коэффициент теплопроводности, тем легче проходит тепло через стенку, тем меньшая разность температур возникает на стенке данной толщины.

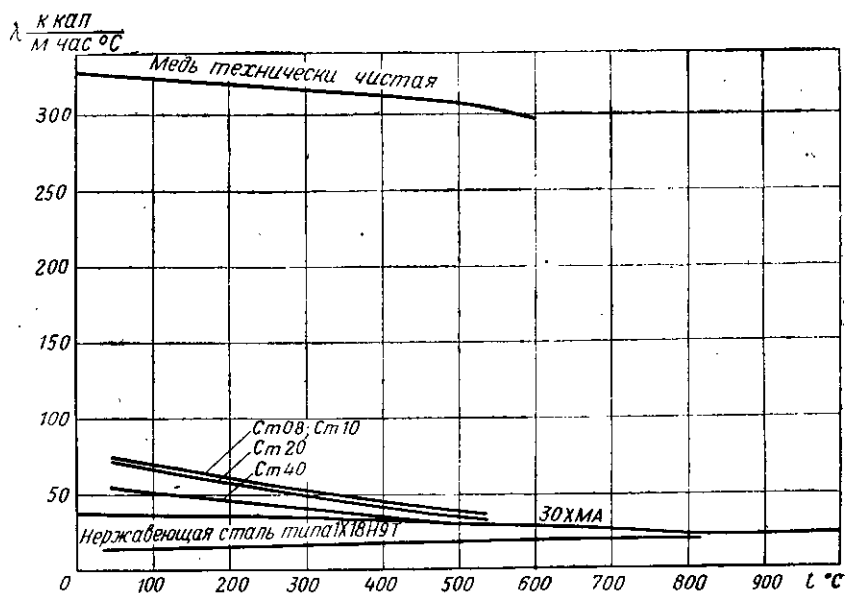
Величина коэффициента теплопроводности различна для различных веществ и тел и для каждого из них зависит от температуры, плотности, влажности, структуры.

Для газов коэффициент теплопроводности лежит в пределах от $\lambda = 0,005$ ккал/м час °С до $\lambda = 0,5$ ккал/м час °С. С повышением тем-

температуры λ растет. От давления этот коэффициент для газов практически не зависит.

Для капельных жидкостей коэффициент теплопроводности лежит в пределах $0,08 \div 0,60$ ккал/м час $^{\circ}$ С. Для большинства жидкостей (кроме воды и глицерина) с ростом температуры λ падает.

Для различного рода строительных и теплоизоляционных материалов (кирпич, дерево, кожа, шлаковая вата и т. д.) коэффициент теплопроводности лежит в пределах от $\lambda = 0,02$ до $\lambda = 2,5$ ккал/м час $^{\circ}$ С.



Фиг. 76. Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры для некоторых металлов.

Для металлов коэффициент теплопроводности лежит в пределах от $\lambda = 2$ до $\lambda = 360$ ккал/м час $^{\circ}$ С. С ростом температуры коэффициент теплопроводности для большинства металлов убывает. При наличии разного рода добавок в металлы коэффициент теплопроводности резко уменьшается. Поэтому сплавы обычно имеют низкий коэффициент теплопроводности.

На фиг. 76 дана зависимость коэффициента теплопроводности от температуры для некоторых металлов.

Теплообмен путем конвекции

Теплообмен путем конвекции (конвективный теплообмен) имеет место при передаче тепла через жидкости и газы, а также при передаче тепла от жидкости или газа к стенке или наоборот, — от стенки к жидкости или газу. Теплообмен путем конвекции всегда сопровождается теплообменом путем теплопроводности.

При конвективном теплообмене перенос тепла неразрывно связан с переносом частиц движущейся жидкости или газа, поэтому конвективный теплообмен представляет собой очень сложный процесс, зависящий от большого числа различных факторов.

В ЖРД тепло путем конвекции передается от горячих продуктов сгорания, движущихся по камере и соплу, к стенкам и от них — к охлаждающей жидкости. Тепловой поток, передаваемый от газа к стенке путем конвекции, определяется по формуле

$$Q = \alpha \cdot F (T_1 - T_2), \quad (\text{VII. 3})$$

где F — площадь поверхности, через которую передается тепло, в м^2 ;

T_1 — температура газа в $^{\circ}\text{C}$;

T_2 — температура стенки в $^{\circ}\text{C}$;

α — коэффициент теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи определяется условиями теплообмена между жидкостью или газом и стенкой. Как видно из уравнения (VII. 3),

$$\alpha = \frac{Q}{F(T_1 - T_2)} \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^{\circ}\text{C}. \quad (\text{VII. 4})$$

Следовательно, коэффициент теплоотдачи определяется количеством тепла, переданного в единицу времени через единицу поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью или газом в один градус.

При конвективном теплообмене передача тепла от газа или жидкости к стенке или, наоборот, от стенки к жидкости или газу неразрывно связана с движением самих частиц жидкости или газа. Именно эти частички, приближаясь к стенке, отдают ей свою энергию в виде тепла или уносят от нее энергию в массу жидкости.

Поэтому ясно, что чем больше частичек передает свою энергию (определяемую величиной температуры T_1) стенке, тем больше величина коэффициента теплоотдачи α . Количество частичек, проходящих у стенки и могущих обмениваться с ней энергией, пропорционально скорости движения их и (для газов) количеству частичек в единице объема, т. е. плотности.

Таким образом, количество тепла, переданного стенке, пропорционально произведению плотности потока на его скорость, т. е. ρw . Это произведение носит название *массовой скорости*. Чем больше величина массовой скорости, тем выше теплоотдача. Так, например, в ЖРД при движении по соплу массовая скорость согласно уравнению неразрывности определяется выражением

$$\rho w = \frac{G}{gf}. \quad (\text{VII. 5})$$

Так как величины G и g постоянны по длине сопла, то, очевидно, массовая скорость имеет наибольшее значение в критическом сечении сопла, где f имеет наименьшее значение.

Опыты подтверждают, что действительно наибольшие конвективные тепловые потоки имеют место возле критического сечения сопла.

Массовая скорость, а следовательно, и коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, зависит также и от давления. С возрастанием давления плотность ρ увеличивается и массовая скорость растет. Растет и теплоотдача от газа к стенке.

При движении несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$ и коэффициент теплоотдачи α зависит в основном от скорости ω . Такое положение имеет место в рубашке охлаждения ЖРД.

Кроме массовой скорости, на величину коэффициента теплоотдачи α оказывают влияние многие другие причины: теплопроводность, теплоемкость газа, форма канала и т. д.

Наибольшие трудности в расчете тепловых потоков при конвективном теплообмене заключаются в определении коэффициента теплоотдачи α . Теоретически коэффициент теплоотдачи определить очень трудно, а часто и невозможно. Поэтому обычно коэффициент теплоотдачи определяют по формулам, полученным на основании большого числа опытов, проведенных на подобных установках. Эти формулы дают соотношение между коэффициентом теплоотдачи, теплопроводностью, массовой скоростью течения газа и температурой его.

Формулы для подсчета коэффициента теплоотдачи

Приведем две формулы подсчета коэффициента теплоотдачи для случаев теплообмена, близких к условиям ЖРД.

Для подсчета коэффициента теплоотдачи от горячего газа к стенке при течении газа по гладкой цилиндрической трубе наиболее надежной в настоящее время следует считать полуэмпирическую формулу Гухмана—Илюхина, проверенную опытным путем для чисел $М < 1$.

Формула имеет вид

$$\frac{\alpha_r d}{\lambda_{г.ст}} = 0,0162 \left(\frac{\gamma \omega c_{p,г.ст} d}{\lambda_{г.ст}} \right)^{0,82} \left(\frac{T^*}{T_{г.ст}} \right)^{0,35}, \quad (\text{VII. 6})$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке в $\text{ккал/м}^2 \text{сек}^\circ\text{C}$;
 $c_{p,г.ст}$ и $\lambda_{г.ст}$ — теплоемкость в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$ и коэффициент теплопроводности в $\text{ккал/мсек}^\circ\text{C}$ газа — продуктов сгорания при температуре газовой стенки;
 ω — скорость движения газов в м/сек ;
 d — внутренний диаметр трубы в м ;
 γ — удельный вес текущего газа в кг/м^3 ;
 $T_{г.ст}$ — температура стенки, которой газ передает тепло, — горячей стенки в $^\circ\text{абс.}$

¹ А. А. Гухман и Н. В. Илюхин, Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью, Машгиз, 1951.

T^* — температура торможения газового потока в °абс. При расчете теплопередачи в ЖРД считаем по всей длине камеры сгорания и сопла $T^* = T_2$.

Так как в дальнейшем мы будем пользоваться этим соотношением, приведем его к более простому виду.

Из формулы (VII. 6)

$$\alpha_r = 0,0162 \frac{\lambda_{г.ст}^{0,18}}{d^{0,18}} (\gamma \omega c_{p.ст})^{0,82} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,35} \quad (VII. 7)$$

Умножим и разделим правую часть уравнения (VII. 7) на комплекс

$$(c_{p.ст} g \mu_{г.ст})^{0,18},$$

где $\mu_{г.ст}$ — динамическая вязкость горячих газов при температуре газовой стенки в $кгсек/м^2$.

Получим

$$\alpha_r = 0,0162 \frac{\lambda_{г.ст}^{0,18}}{(c_{p.ст} g \mu_{г.ст})^{0,18}} \frac{(c_{p.ст} g \mu_{г.ст})^{0,18}}{d^{0,18}} \times \\ \times (\gamma \omega c_{p.ст})^{0,82} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,35} \quad (VII. 8)$$

Величина $\frac{\lambda_{г.ст}}{c_{p.ст} g \mu_{г.ст}}$ зависит только от состава газов и не зависит от температуры и давления. Для продуктов сгорания ЖРД, работающих на обычных топливах, она меняется в узких пределах и может быть принята равной 1,25, т. е.

$$\frac{\lambda_{г.ст}}{c_{p.ст} g \mu_{г.ст}} = 1,25. \quad (VII. 9)$$

Из уравнения неразрывности

$$G = \gamma \omega F, \quad (VII. 10)$$

где G — секундный расход газовой смеси в $кг/сек$;
 F — площадь поперечного сечения в $м^2$.

Из формулы (VII. 10)

$$\gamma \omega = \frac{G}{F} = \frac{4G}{\pi d^2}. \quad (VII. 11)$$

Подставляя (VII. 9) и (VII. 11) в выражение (VII. 8), получим

$$\alpha_r = 0,0162 (1,25)^{0,18} \frac{(c_{p.ст} g \mu_{г.ст})^{0,18}}{d^{0,18}} \left(c_{p.ст} \frac{4G}{\pi d^2} \right)^{0,82} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,35}$$

или

$$\alpha_r = 0,0162 (1,25)^{0,18} \left(\frac{4}{\pi} \right)^{0,82} c_{p.ст} (g \mu_{г.ст})^{0,18} \frac{G^{0,82}}{d^{1,82}} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,35},$$

откуда, подсчитав численную величину постоянного коэффициента, получим:

$$\alpha_r = 0,0206 c_{p.r.ст} (g^{\mu_{r.ст}})^{0,18} \frac{G^{0,82}}{d^{1,82}} \left(\frac{T_2}{T_{r.ст}} \right)^{0,35} \quad (\text{VII. 12})$$

Здесь α_r дано в $\text{ккал/м}^2\text{сек}^\circ\text{С}$. Обычно коэффициент теплоотдачи используют в размерности $\text{ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}$; тогда формула (VII. 12) примет вид

$$\alpha_r = 74,3 c_{p.r.ст} (g^{\mu_{r.ст}})^{0,18} \frac{G^{0,82}}{d^{1,82}} \left(\frac{T_2}{T_{r.ст}} \right)^{0,35} \quad (\text{VII. 13})$$

Эту формулу используют при расчете теплообмена в ЖРД.

Для подсчета коэффициента теплоотдачи в случае принудительного течения несжимаемой жидкости по каналам различной формы дается следующее эмпирическое соотношение

$$\frac{\alpha_{ж} d_s}{\lambda_{ж}} = 0,023 \left(\frac{\gamma w d_s}{g^{\mu_{ж}}} \right)^{0,8} \left(\frac{g^{\mu_{ж}} c_{p.ж}}{\lambda_{ж}} \right)^{0,4} \quad (\text{VII. 14})$$

где $\alpha_{ж}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости в $\text{ккал/м}^2\text{сек}^\circ\text{С}$;
 $\lambda_{ж}$ — в $\text{ккал/мсек}^\circ\text{С}$;
 $\mu_{ж}$ — в кгсек/м^2 ;
 $c_{p.ж}$ — в $\text{ккал/кг}^\circ\text{С}$;
 $\gamma_{ж}$ — в кг/м^3 —

соответственно: теплопроводность, вязкость, теплоемкость и удельный вес охлаждающей жидкости, взятые при средней температуре ее на данном участке;

d_s — эквивалентный диаметр поперечного сечения канала в м.
 Он подсчитывается из выражения

$$d_s = \frac{4f}{\Pi_r}$$

где f — площадь поперечного сечения канала в м^2 ;

Π_r — периметр сечения, через которое происходит теплообмен, в м.

Определение его для различных форм каналов, используемых в рубашках охлаждения ЖРД, будет дано ниже (см. § 42).

Приведем выражение (VII. 14) к более удобному для расчетов виду. Из (VII. 14)

$$\alpha_{ж} = 0,023 \lambda_{ж}^{0,6} \frac{c_{p.ж}^{0,4}}{(g^{\mu_{ж}})^{0,4}} \left(\frac{\gamma_{ж} w}{d_s^{0,2}} \right)^{0,8} \quad (\text{VII. 15})$$

По уравнению неразрывности:

$$F_{\text{ж}} \cdot \gamma_{\text{ж}} \cdot \omega = G_{\text{охл}},$$

где $G_{\text{охл}}$ — секундный расход охладителя через рубашку охлаждения в кг/сек;

$F_{\text{ж}}$ — площадь поперечного сечения охлаждающего тракта в м².

Отсюда

$$\gamma_{\text{ж}} \omega = \frac{G_{\text{охл}}}{F_{\text{ж}}}. \quad (\text{VII. 16})$$

Подставив выражение (VII. 16) в (VII. 15) и обозначив

$$\lambda_{\text{ж}}^{0,6} \frac{c_{\text{рж}}^{0,4}}{(g_{\text{ж}}^{0,4})} = Z,$$

получим

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{0,023}{d_{\text{э}}^{0,2}} Z \left(\frac{G_{\text{охл}}}{F_{\text{ж}}} \right)^{0,8}. \quad (\text{VII. 17})$$

В формуле (VII. 17) $\alpha_{\text{ж}}$ дано в ккал/м² сек °С. Мы везде используем $\alpha_{\text{ж}}$ в размерности ккал/м² час °С. Тогда формула (VII. 17) принимает вид

$$\alpha_{\text{ж}} = 82,5 Z \frac{1}{d_{\text{э}}^{0,2}} \left(\frac{G_{\text{охл}}}{F_{\text{ж}}} \right)^{0,8}. \quad (\text{VII. 18})$$

В таком виде эта формула и используется при расчете теплообмена в ЖРД.

Физические константы жидкостей, применяемых для охлаждения ЖРД, приведены на графиках фигур 97—100¹.

Величины Z для различных компонентов, используемых в качестве охлаждающих жидкостей, подсчитанные в размерности, соответствующей формуле (VII. 18), приведены на графиках фиг. 101.

Лучистый теплообмен

Носителем лучистой энергии являются электромагнитные колебания с длиной волны от долей микрона до многих километров. Они известны под названием рентгеновских, ультрафиолетовых, видимых (световых), инфракрасных лучей и электромагнитных волн.

Для нас особый интерес представляют лучи, способные переносить тепловую энергию. Такими свойствами обладают в наибольшей мере световые и инфракрасные лучи, т. е. лучи с длиной волны примерно от 0,4 мк до 40 мк (1 мк = 0,001 мм). Эти лучи мы и называем *тепловыми*, а процесс их распространения *тепловым*

¹ М. П. Малков и К. Ф. Павлов, Справочник по глубокому охлаждению, Гостехиздат, 1947.

Справочник химика, Госхимиздат, 1951.

Техническая энциклопедия, Справочник физических, химических и технологических величин, изд. «Советская энциклопедия», 1927.

излучением, или лучеиспусканием. Законы распространения, отражения и преломления, установленные для видимых лучей, справедливы и для тепловых.

Всякое тело, имеющее некоторую температуру, всегда излучает энергию. При попадании на другие тела эта энергия частью поглощается, частью отражается, частью проходит сквозь тело. Та часть лучистой энергии, которая поглощается телом, снова превращается в тепловую. Та часть энергии, которая отражается от него, попадает на другие (окружающие) тела и ими поглощается. То же самое происходит и с той частью энергии, которая проходит сквозь тело.

Таким образом, после ряда поглощений излучаемая энергия полностью распределяется между окружающими телами. Следовательно, каждое тело не только непрерывно излучает, но и непрерывно поглощает энергию. Поэтому количество отдаваемого или воспринимаемого телом тепла определяется разностью между количествами излучаемой и поглощаемой лучистой энергии.

В ЖРД лучистый теплообмен имеет место при теплоотдаче от нагретых продуктов сгорания в камере двигателя к стенкам его.

Тепловая энергия Q_L , излучаемая телом (лучистый тепловой поток), выражается в ккал/час. Количество энергии, излучаемое единицей поверхности в единицу времени, называется *излучательной, или лучеиспускательной способностью* тела и обозначается обычно буквой E . Таким образом,

$$E = \frac{Q_L}{F} \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad (\text{VII. 19})$$

Если из всего количества энергии Q_L , падающей на тело, часть Q_A поглощается, Q_R отражается и Q_D проходит сквозь тело (фиг. 77), то очевидно,

$$Q_L = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (\text{VII. 20})$$

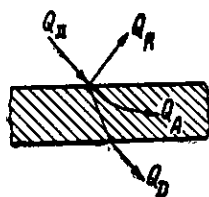
Деля обе части (VII. 20) на Q_L получим

$$\frac{Q_A}{Q_L} + \frac{Q_R}{Q_L} + \frac{Q_D}{Q_L} = 1$$

или

$$A + R + D = 1. \quad (\text{VII. 21})$$

Первый член уравнения (VII. 21) характеризует поглощательную способность тела A , второй — отражательную способность R и третий — пропускательную способность D . Эти величины показывают относительную долю энергии, отраженную, поглощенную или пропущенную телом, и изменяются лишь в пределах от 0 до 1. Если вся падающая лучистая энергия поглощается телом, то $A=1$. Такое тело называется *абсолютно черным телом*.



Фиг. 77. Распределение лучистой энергии.

Если вся падающая энергия полностью отражается, то $R=1$. Если при этом отражение правильное, т. е. следует законам геометрической оптики, то тело называется *зеркальным*, если отражение рассеянное — *абсолютно белым*.

Если вся падающая энергия полностью проходит сквозь тело, то $D=1$. Такое тело называется *абсолютно прозрачным телом*.

Абсолютно черных, белых и прозрачных тел в природе нет. Твердые тела и жидкости для тепловых лучей практически непрозрачны (т. е. для них $D=0$). Поглощательная способность A и отражательная способность R зависят от природы тела, температуры и длины волны излучения, а также сильно зависят от качества поверхности тела.

Абсолютно черное тело испускает лучи всех длин волн от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$ при всех температурах, отличных от нуля.

При любой данной температуре интенсивность излучения абсолютно черного тела больше интенсивности излучения любого другого реального тела в тех же условиях.

Если тело излучает лучи всех длин волн от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$ при всех температурах, отличных от нуля, но интенсивность излучения этого тела для каждой длины волны пропорционально ниже, чем для абсолютно черного тела, то такое тело называют *серым телом*.

В теплотехнических расчетах обычно требуется рассчитать лучистый теплообмен между телами, у которых известны качество поверхности, размеры и температура.

По этим данным энергия излучения обоих тел всегда может быть определена на основании закона Стефана-Больцмана.

Закон Стефана-Больцмана формулируют обычно так: *энергия излучения абсолютно черного тела пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры*¹

$$E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (\text{VII. 22})$$

где E_0 — лучеиспускательная способность абсолютно черного тела;

c_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела;

$c_0 = 4,96$ в $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{абс}^4$.

В применении к серым телам закон Стефана-Больцмана имеет вид

$$E = c \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (\text{VII. 23})$$

где c — коэффициент лучеиспускания серого тела в $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{абс}^4$;

E — лучеиспускательная способность серого тела.

Отношение лучеиспускательной способности серого тела к лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же

¹ Здесь и в дальнейшем в обзорной части основ теплопередачи вывод формул не приводится. Подробно см. М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.

температуре называется *относительной излучательной способностью, или степенью черноты* ϵ .

$$\epsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{c \left(\frac{T}{100}\right)^4}{c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4} = \frac{c}{c_0}. \quad (\text{VII. 24})$$

Очевидно, что значение ϵ лежит в пределах от 0 до 1.

Так как количество тепла, отдаваемого телом, есть разность между количествами излучаемой и поглощаемой телом лучистой энергии, расчетная формула для лучистого теплообмена между двумя параллельными плоскостями имеет вид

$$q_{1-2} = c_n \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right], \quad (\text{VII. 25})$$

где q_{1-2} — количество тепла, переданное от стенки 1 к стенке 2, в ккал/м²час;

T_1 — температура стенки 1 в °абс;

T_2 — температура стенки 2 в °абс;

$$c_n = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_0}}. \quad (\text{VII. 26})$$

приведенный коэффициент лучеиспускания системы тел в ккал/м²час°абс.⁴. Здесь c_1 , c_2 и c_0 — коэффициенты лучеиспускания тела 1, тела 2 и абсолютно черного тела.

Лучистый теплообмен в газах

Газы также обладают способностью испускать и поглощать энергию, но для различных газов эта способность различна. Значительной излучательной и поглощательной способностью обладают многоатомные газы и, в частности, углекислота CO₂, водяной пар H₂O, сернистый ангидрид SO₂.

Излучение и поглощение газов имеет следующие отличия от излучения и поглощения твердых тел: твердые тела излучают и поглощают лучистую энергию всех длин волн от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$, а газы поглощают и испускают энергию только в определенных интервалах длин волн, различных для различных газов. Такое излучение и поглощение называется *избирательным, или селективным*.

Твердые тела в большинстве своем непрозрачны для тепловых лучей, и можно считать, что излучение и поглощение у них происходит в поверхностном слое.

В газах же излучение и поглощение энергии происходит в объеме. При прохождении лучей через газ энергия луча вследствие частичного поглощения теряется. Величина потери энергии определяется количеством встречаемых на пути молекул, которое пропорционально длине пути луча l и парциальному давлению газа p . Поэтому поглощательная и излучательная способности газа

зависят в основном от произведения pl ; кроме того, они зависят еще от температуры.

Опытные данные показывают, что излучение и поглощение углекислоты пропорционально $T^{3.5}$, а излучение и поглощение водяного пара T^3 . Однако для удобства в основу практических расчетов лучеиспускания газов также положен закон Стефана-Больцмана. Излучение и поглощение газа, отнесенные к единице поверхности занимаемого им объема, принимаются пропорциональными четвертой степени абсолютной температуры газа.

Таким образом, количество тепла, излучаемое газом, определяется по формуле

$$q_r = \varepsilon_r c_0 \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \text{ ккал/м}^2 \text{ час,} \quad (\text{VII. 27})$$

где q_r — тепловой поток, приходящийся на единицу поверхности массы газа; ε_r — степень черноты газа.

Величина ε_r зависит для данной массы от состава газа и формы, которую имеет излучающая масса, т. е. от произведения pl , а также от температуры газа T_r .

Для продуктов сгорания обычных топлив основными излучающими составляющими газовой смеси являются углекислый газ и водяные пары.

Среднюю длину пути луча для различных форм объема, который занимает газ, можно определить по данным табл. 17.

Таблица 17

Средняя длина пути луча для газовых тел различной формы

Форма газового тела	Длина пути луча l
Сфера диаметром d	0,6 d
Цилиндр диаметром d , бесконечно длинный, излучение на боковую поверхность	0,9 d
Цилиндр высотой $h=d$, излучение на боковую поверхность	0,6 d

Количество тепла, отдаваемое газом стенке, не будет, однако, равно количеству тепла, излученного газом. Это происходит потому, что так же, как и в рассмотренном выше случае теплообмена между двумя поверхностями, часть тепла, излученного газом на стенку, отражается от нее в газ и там поглощается.

Лучистый тепловой поток q_l на стенку в связи с этим определяется по следующей формуле:

$$q_l = \varepsilon'_{ст} c_0 \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right], \quad (\text{VII. 28})$$

где $\varepsilon'_{ст} \approx 0,5(\varepsilon_{ст} + 1)$ — эффективная степень черноты стенки, учитывающая наличие излучающего газа;

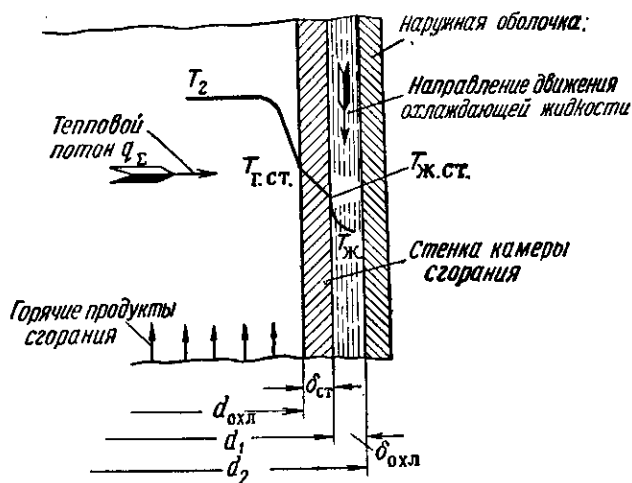
ε_r — степень черноты газа при температуре газа;

A_r — поглощательная способность газа при температуре стенки $T_{ст}$

Физическая картина процесса теплообмена в ЖРД

Физическая картина процесса теплообмена в ЖРД может быть представлена следующим образом (фиг. 78).

Тепло путем конвекции и лучеиспускания отдается от горячих продуктов сгорания стенке камеры сгорания. Таким образом, мож-



Фиг. 78. К объяснению процесса теплообмена в ЖРД.

T_2 —температура газов в камере сгорания; $T_{г.ст.}$ —температура «газовой стенки», т. е. температура стенки камеры двигателя со стороны горячих газов; $T_{ж.ст.}$ —температура «жидкостной стенки», т. е. температура стенки камеры двигателя со стороны охладителя; $T_ж$ —температура охлаждающей жидкости — охладителя.

но сказать, что общий тепловой поток от горячих газов в стенке q_Σ складывается из двух тепловых потоков: конвективного q_k и лучистого q_λ , т. е.

$$q_\Sigma = q_k + q_\lambda \quad (\text{VII. 29})$$

где

$$q_k = \alpha_r (T_2 - T_{г.ст.}) \quad (\text{VII. 30})$$

Далее путем теплопроводности тепло передается через стенку камеры. От стенки камеры тепло путем конвекции передается охлаждающей жидкости, проходящей по рубашке охлаждения. Если наружного охлаждения нет (что бывает при внутреннем охлаждении или при аккумуляции тепла), то тепло от стенки отдается в окружающую атмосферу.

В начальный момент работы двигателя, когда стенки камеры и сопла еще холодные, не весь тепловой поток будет проходить сквозь стенки и передаваться охлаждающей жидкости. Часть этого теплового потока пойдет на разогрев стенок камеры двигате-

ля. 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 охлаждающая жидкость снимает весь тепловой поток, поступающий от горячих продуктов сгорания в стенку камеры двигателя. С этого момента устанавливаются и 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*.

Особенности теплообмена в ЖРД

Одной из основных задач при создании ЖРД является задача обеспечения надежного охлаждения камеры сгорания и сопла ЖРД. По сравнению с охлаждением других тепловых машин организация охлаждения камер сгорания ЖРД значительно усложняется особенностями процесса сгорания и течения газа в камере двигателя и условиями работы ЖРД как двигательной установки. Процесс сгорания в ЖРД протекает при высоких температурах и высоком давлении. Оба эти фактора способствуют увеличению тепловых потоков к стенкам камеры.

Нагретые газы движутся по камере сгорания и соплу с очень большой скоростью. Поэтому для ЖРД характерны большие массовые скорости потока. В силу этого резко возрастает коэффициент конвективной теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенкам камеры двигателя α , и мы получаем конвективные тепловые потоки в стенки камеры, значительно превышающие тепловые потоки в обычных тепловых машинах.

Высокие температуры сгорания топлива в ЖРД определяют и вторую особенность организации охлаждения ЖРД — большие тепловые потоки от теплоотдачи путем лучеиспускания.

Как известно, лучеиспускательная способность газов пропорциональна степени 3—3,5, поэтому при температурах порядка 1700—3300°С, имеющих место в камере сгорания и сопле ЖРД, в них возникают большие тепловые потоки от лучеиспускания, которые для обычных топлив достигают 20—30% общего теплотока в стенки камеры сгорания. По мере снижения температуры газа в сопле относительная доля лучистого теплового потока снижается.

Суммарные тепловые потоки в стенки камеры сгорания и сопла достигают в критическом сечении весьма значительных величин (q_{\max} до $20 \cdot 10^6$ ккал/м²час). Организация съема таких мощных тепловых потоков представляет большие трудности.

Третья особенность организации охлаждения ЖРД вытекает из особенностей их применения. В подавляющем большинстве случаев ЖРД применяются в снарядах или на летательных аппаратах различного рода. Поэтому использовать для охлаждения двигателя специальную жидкость не рационально. Обычно ЖРД охлаждают компонентами топлива, пропуская их в камеру сгорания ЖРД через

рубашку охлаждения (так называемая регенеративная система охлаждения). Это создает новые трудности и вызывает дополнительные требования к топливным компонентам и к системе охлаждения, так как количество охлаждающих компонентов, проходящих через рубашку, ограничено.

Четвертая особенность организаций охлаждения ЖРД состоит в том, что наличие мощных тепловых потоков в стенки камеры сгорания и сопла приводит к тому, что температура материала стенок становится очень высокой. Это требует применения в ЖРД жаропрочных металлов с возможно более высоким коэффициентом теплопроводности.

Правильное решение задачи охлаждения ЖРД заключается в том, чтобы при заданных условиях работы двигателя (давлении в камере p_2 , расходе $G_{\text{охл}}$ и температуре продуктов сгорания T_2) удовлетворить следующим условиям:

1) температура газовой стенки камеры $T_{\text{г.ст}}$ должна иметь такую величину, которая обеспечивает необходимую прочность стенок. Уменьшение $T_{\text{г.ст}}$ увеличивает надежность работы двигателя;

2) температура жидкости $T_{\text{ж}}$ на выходе из рубашки охлаждения не должна превышать температуры кипения. Это условие будет выполнено тогда, когда общий тепловой поток через всю охлаждающую поверхность камеры $Q_{\text{общ}}$ будет меньше, чем теплоемкость охлаждающей жидкости

$$Q_{\text{общ}} \leq G_{\text{охл}} c (T_s - T_{\text{вх}}), \quad (\text{VII. 31})$$

где $G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающей жидкости в кг/час;
 c — теплоемкость охлаждающей жидкости;

T_s — температура кипения охлаждающей жидкости при давлении в рубашке;

$T_{\text{вх}}$ — температура жидкости на входе в охлаждающую рубашку.

Рассмотрим, как условия охлаждения и работы двигателя влияют на температуру газовой стенки камеры ЖРД.

Зависимость $T_{\text{г.ст}}$ от скорости движения охлаждающей жидкости

Скорость движения охлаждающей жидкости влияет на величину коэффициента теплоотдачи от стенки к жидкости $\alpha_{\text{ж}}$, причем с увеличением этой скорости $\alpha_{\text{ж}}$ также увеличивается.

При одном и том же удельном тепловом потоке q_{Σ} и температуре жидкости $T_{\text{ж}}$ температура стенки со стороны жидкости $T_{\text{ж.ст}}$ определяется из выражения, полученного на основе формулы, аналогичной (VII. 30),

$$q_{\Sigma} = \alpha_{\text{ж}} (T_{\text{ж.ст}} - T_{\text{ж}}), \quad (\text{VII. 32})$$

которая после преобразования примет вид

$$T_{\text{ж.ст}} = T_{\text{ж}} + \frac{q_{\Sigma}}{\alpha_{\text{ж}}},$$

т. е. при увеличении $\alpha_{\text{ж}}$ температура $T_{\text{ж.ст}}$ уменьшается.

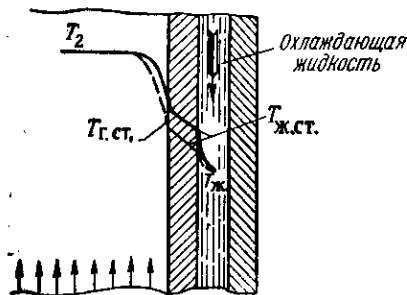
В свою очередь тепловой поток через стенку камеры передает-ся теплопроводностью и следует закону, выраженному форму-лой (VII. 1), который в нашем случае примет вид

$$q_{\Sigma} = \frac{\lambda}{\delta_{\text{ст}}} (T_{\text{г. ст}} - T_{\text{ж. ст}}), \quad (\text{VII. 33})$$

откуда

$$T_{\text{г. ст}} = q_{\Sigma} \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda} + T_{\text{ж. ст}} \quad (\text{VII. 34})$$

Таким образом, при одних и тех же металле, толщине стенки $\delta_{\text{ст}}$ и удельном тепловом потоке q_{Σ} температура газовой стенки $T_{\text{г. ст}}$ будет тем меньше, чем меньше температура стенки со стороны жидкости $T_{\text{ж. ст}}$.



----- Распределение температур при
большем значении $\alpha_{\text{ж}}$, т.е. при
большой скорости движения
охлаждающей жидкости

Фиг. 79. Влияние скорости движения охлаждающей жидкости на $T_{\text{г. ст}}$.

Однако при понижении $T_{\text{ж. ст}}$ суммарный тепловой поток в стенку камеры двигателя не-сколько возрастет за счет умень-шения $T_{\text{г. ст}}$ [см. формулы (VII. 30)], что приведет снова к росту $T_{\text{г. ст}}$, $T_{\text{ж. ст}}$ и т. д.

В конце концов стационарный режим охлаждения при увеличении скорости охлаждающей жидкости устанавливается при меньших $T_{\text{г. ст}}$ и $T_{\text{ж. ст}}$, чем это имело место до увеличения скорости (фиг. 79). Таким образом, температура газовой стенки $T_{\text{г. ст}}$ сильно зависит от скорости движе-ния охлаждающей жидкости: чем она больше, тем меньше $T_{\text{г. ст}}$. Следовательно, выдержать необходимую $T_{\text{г. ст}}$ можно, повышая скорость движения охлаждающей жидкости, иапример, путем уменьшения проходного сечения охлаждающего тракта.

Влияние поверхностного кипения охлаждающей жидкости на величину $T_{\text{г. ст}}$

В процессе теплоотдачи от стенки камеры сгорания к жидко-сти возможны два случая соотношения между $T_{\text{ж. ст}}$ и температу-рой кипения жидкости T_s при заданном давлении в рубашке

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{ж. ст}} &\leq T_s \\ T_{\text{ж. ст}} &> T_s \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII. 35})$$

В первом случае закипание жидкости в рубашке невозможно. Во втором случае возможно закипание охлаждающей жидко-сти на поверхности жидкостной стенки камеры. Если при этом масса жидкости имеет температуру, меньшую чем T_s , то образую-

ниваясь на поверхности жидкостной стенки пузырьки пара будут смываться потоком жидкости и конденсироваться затем в более холодном ядре потока. Таким образом, эти пузырьки, действуя, как «шпалки» для жидкости, будут увеличивать теплоотдачу от стенки к жидкости, т. е. $\alpha_{ж}$ будет возрастать при той же скорости движения охлаждающей жидкости.

Увеличение $\alpha_{ж}$ за счет поверхностного кипения приведет к тем же конечным результатам, что и увеличение $\alpha_{ж}$ за счет увеличения скорости, т. е. к уменьшению $T_{г.ст}$ при некотором увеличении суммарного потока q_{Σ} .

Улучшение условий охлаждения стенки в этом случае не приводит к необходимости увеличивать давление охлаждающей жидкости, которое было бы необходимо для увеличения скорости движения ее. Однако интенсивное кипение на поверхности может привести к столь энергичному парообразованию, что пузырьки пара не будут успевать смываться потоком жидкости, а будут образовывать сплошную пленку пара на поверхности стенки. Так как пар плохо проводит и передает тепло, то в этом случае коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ резко упадет, что приведет к обратному результату — увеличению $T_{г.ст}$ и, возможно, к прогару стенки.

Зависимость $T_{г.ст}$ от теплопроводности материала камеры двигателя λ

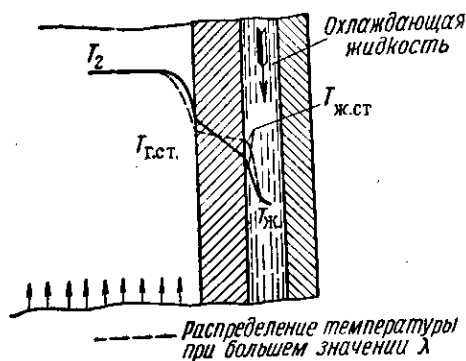
Согласно выражению (VII.1) тепловой поток через стенку камеры сгорания и сопла следует закону

$$q_{\Sigma} = \frac{\lambda}{\delta_{ст}} (T_{г.ст} - T_{ж.ст}), \quad (VII. 36)$$

откуда

$$T_{г.ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda} q_{\Sigma} + T_{ж.ст} \quad (VII. 37)$$

Как видно из этого соотношения, при одних и тех же $T_{ж.ст}$, $\delta_{ст}$ и q_{Σ} температура газовой стенки $T_{г.ст}$ будет тем меньше, чем больше коэффициент теплопроводности металла λ . Однако и здесь с уменьшением $T_{г.ст}$ в соответствии с выражением (VII.30) возрастет суммарный тепловой поток q_{Σ} , за счет чего $T_{г.ст}$ снова немного поднимется. Но и в этом случае (так же, как и в случае снижения $T_{ж.ст}$ при увеличении $\alpha_{ж}$) стационарный режим охлаждения устанавливается уже при меньшей $T_{г.ст}$, чем это имело бы место для стенки с меньшей величиной λ ее материала.



Фиг. 80. Влияние коэффициента теплопроводности металла камеры λ на $T_{г.ст}$.

Как следует из (VII. 36), падение температуры по толщине стенки двигателя с ростом λ будет более пологим. Так как q_{Σ} немного возрастет, то и подогрев жидкости увеличится, следовательно возрастет и $T_{ж.ст}$.

Таким образом, линия изменения температуры по толщине стенки при металле с большим λ пройдет, как показано на фиг. 80, пересекая прежнюю линию изменения температуры по толщине стенки (при меньшем λ). Следовательно, для изготовления камер ЖРД целесообразно использовать материалы с возможно большим коэффициентом теплопроводности λ . Однако надо иметь в виду, что, как правило, металлы, имеющие большой коэффициент теплопроводности, быстро теряют свою прочность с возрастанием температуры.

Зависимость $T_{г.ст}$ от толщины стенки камеры двигателя $\delta_{ст}$

Из выражения (VII. 37) видно, что при неизменных $T_{ж.ст}$ и q_{Σ} температура газовой стенки $T_{г.ст}$ будет тем меньше, чем меньше толщина стенки $\delta_{ст}$.

Хотя с уменьшением $T_{г.ст}$ тепловой поток q_{Σ} согласно выражению (VII. 30) немного возрастет, стационарный режим охлаждения установится при меньшей $T_{г.ст}$. Следовательно, камеры ЖРД желательно делать с возможно меньшей толщиной стенки $\delta_{ст}$.

Влияние давления в камере сгорания на величину $T_{г.ст}$ и q_{Σ}

С увеличением давления в камере по всей камере двигателя увеличивается плотность движущегося газа, а следовательно, и массовая скорость его. В связи с этим должна (см. § 39) увеличиваться величина коэффициента теплопередачи от газа к стенкам α_r . При этом возрастает также и величина конвективного потока q_k . По теоретическим и экспериментальным данным, q_k возрастает при увеличении давления в отношении $\left(\frac{p'}{p''}\right)^{0,8}$.

Увеличение давления в камере двигателя приведет также к возрастанию парциальных давлений p_{CO} и p_{H_2O} , из излучения которых складывается лучистый тепловой поток в стенку q_{λ} .

Таким образом, увеличение давления приводит к возрастанию суммарного теплового потока в стенку камеры двигателя q_{Σ} . Увеличение q_{Σ} приводит в соответствии с формулой

$$T_{ж.ст} = T_{ж} + \frac{q_{\Sigma}}{\alpha_{ж}}$$

к увеличению температуры жидкостной стенки $T_{ж.ст}$; так же увеличивается $T_{г.ст}$, что видно из формулы

$$T_{г.ст} = T_{ж.ст} + \frac{q_{\Sigma}}{\lambda} \delta_{ст}$$

Правда, при этом тепловой поток q_{Σ} несколько уменьшится за счет увеличения $T_{г.ст}$, но новое стационарное состояние уста-

новится при большей $T_{г.ст}$ и большем суммированном тепловом потоке q_{Σ} , чем это имело бы место при меньшем давлении в камере двигателя.

Таким образом, увеличение давления в камере двигателя приводит к увеличению $T_{г.ст}$ и q_{Σ} , что затрудняет решение задачи охлаждения камеры двигателя.

Влияние температуры в камере сгорания на величину $T_{г.ст}$

С увеличением T_2 конвективный и лучистый тепловые потоки возрастают. Таким образом, увеличение температуры продуктов сгорания приводит к такому же результату, что и увеличение давления в камере, т. е. к возрастанию $T_{г.ст}$ и увеличению q_{Σ} .

Такая зависимость условий охлаждения двигателя от температуры продуктов сгорания приводит к большим трудностям в создании двигателей, работающих на топливах с большей теплотворной способностью H_u . Так, в настоящее время в литературе не известен еще ни один доведенный ЖРД, работающий на топливе керосин + кислород. Применение других, более теплопроизводительных топлив, потребует еще более интенсивного охлаждения камеры двигателя.

Рассмотрев влияние основных параметров на $T_{г.ст}$ камеры двигателя, можно сделать следующий вывод. Для уменьшения $T_{г.ст}$ при наружном охлаждении надо увеличивать скорость движения охлаждающей жидкости, что приводит к увеличению $\alpha_{ж}$. Камеру двигателя желательно изготовлять из возможно более теплопроводных металлов.

Если невозможно обеспечить допустимую величину $T_{г.ст}$ только наружным охлаждением, то тепловые потоки в стенки искусственно уменьшают путем создания в слое газа, прилегающем к стенке, пониженной температуры за счет обогащения этого пристеночного слоя одним из компонентов топлива. Такой способ охлаждения называется *внутренним охлаждением камеры двигателя*. С этой целью используется обычно горючее. Оно может быть подано в пристеночный слой или особыми форсунками, расположенными на головке двигателя, или через ряд отверстий в стенке двигателя (так называемые пояса охлаждения).

В последнем случае температура стенки снижается дополнительно за счет поглощения части теплового потока в связи с затратой тепла на нагрев и испарение жидкости.

Часто для сохранения $T_{г.ст}$ на допустимом уровне применяют одновременно внутреннее и наружное охлаждение. Такое охлаждение называется *смешанным охлаждением*.

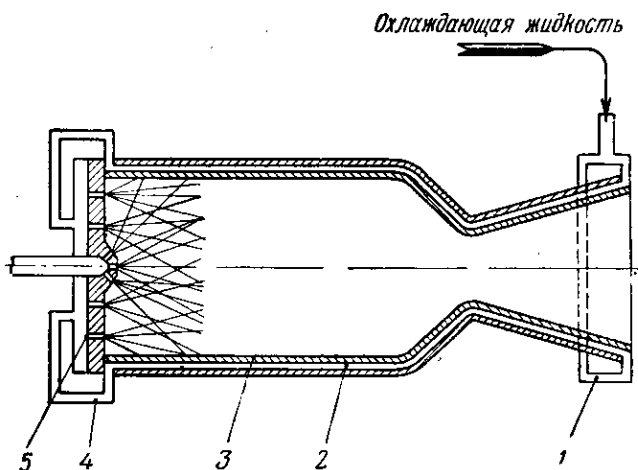
§ 41. РАСЧЕТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Схемы наружного охлаждения

Простейшая схема наружного охлаждения приведена на фиг. 81.

Охлаждающая жидкость поступает в коллектор I , а из него — в рубашку охлаждения (охлаждающий тракт). Проходя по рубаш-

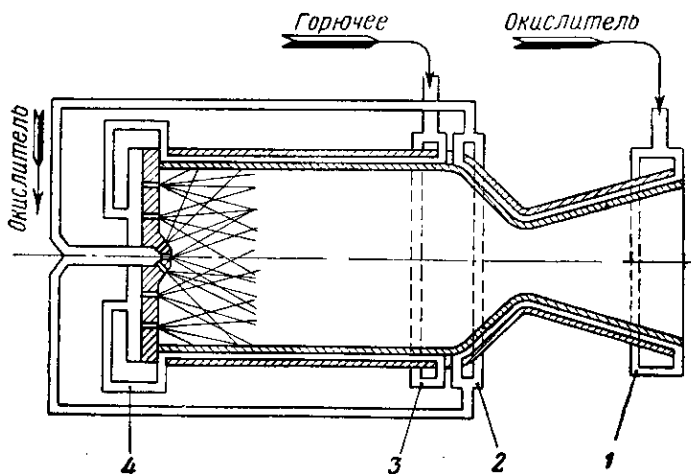
ке, жидкость охлаждает стенки 3 и при этом сама нагревается. Нагретая жидкость выходит из рубашки через коллектор 4. Как уже указывалось, при наружном охлаждении камера двигателя



Фиг. 81. Схема наружного охлаждения.

1—входной коллектор охлаждающей жидкости; 2—охлаждающий тракт; 3—стенки камеры двигателя; 4—выходной коллектор охлаждающей жидкости; 5—головка камеры двигателя.

охлаждается обычно самими компонентами. Охлаждающей жидкостью может служить и горючее, и окислитель.



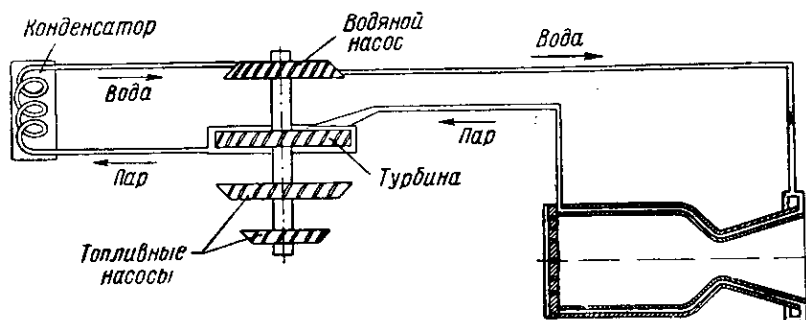
Фиг. 82. Схема наружного охлаждения камеры двигателя двумя компонентами.

1—входной коллектор окислителя; 2—выходной коллектор окислителя; 3—входной коллектор горючего; 4—выходной коллектор горючего.

Иногда при очень ограниченных количествах горючего и окислителя для охлаждения применяют оба компонента. Так как сме-

шения компонентов вне камеры допустить нельзя, то обычно один из них охлаждает сопло двигателя, а второй — камеру сгорания. Схема такого охлаждения приведена на фиг. 82.

Кроме того, было предложено охлаждать ЖРД большой тяги водой так, чтобы охлаждающая вода закипала в рубашке охлаждения и образовывала пар необходимого давления и температуры.



Фиг. 83. Схема охлаждения камеры двигателя водой с дальнейшим использованием образовавшегося пара для привода турбины.

Такой пар можно использовать в турбине для привода насосов, подающих компоненты в двигатель. Схема такого охлаждения показана на фиг. 83.

Порядок расчета наружного охлаждения камеры двигателя

Как известно, конструктивные расчеты разделяются на два вида: проектные и проверочные.

При проектном расчете мы на основании заданных условий работы ЖРД (T_2 , G_r , G_o , p_2 , материалы стенки) должны рассчитать форму и размеры охлаждающего тракта камеры, обеспечивающего надежное охлаждение стенок.

При проверочном расчете мы сперва выбираем конструкцию и определяем ее размеры, а затем расчетным путем проверяем, обеспечит ли принятая конструкция заданные условия работы.

В настоящее время при решении вопросов охлаждения ЖРД обычно идут вторым путем.

Принципиальная схема теплообмена, положенная в основу проверочного расчета, приведена на фиг. 78.

Исходя из этой схемы расчет наружного охлаждения производим в следующем порядке.

1. Используя имеющиеся данные расчетов охлаждения, задаемся температурой газовой стенки камеры сгорания и сопла $T_{г.ст.}$, определяем коэффициент конвективной теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к стенке $\alpha_г$ и находим конвективные удельные тепловые потоки q_k .

2. Определяем лучистые удельные тепловые потоки $q_{л}$.
3. Определяем суммарные удельные тепловые потоки в стенки камеры двигателя q_{Σ} .
4. Проверяем наличие необходимого количества охлаждающей жидкости для сиятия удельных тепловых потоков q_{Σ} и определяем нагрев охладителя.
5. Зная суммарный удельный тепловой поток q_{Σ} и скорость течения охлаждающей жидкости по охлаждающему тракту, определяем коэффициент теплоотдачи от жидкостной стенки к охлаждающей жидкости $\alpha_{ж}$ и находим получающуюся при этих условиях температуру жидкостной стенки $T_{ж.ст}$.
6. Зная коэффициент теплопроводности металла, определяем $T_{г.ст}$ и проверяем, соответствует ли она при данных тепловых потоках q_{Σ} и полученной $T_{ж.ст}$ температуре газовой стенки $T_{г.ст}$ заданной нами в п. 1.
7. Если полученная в результате расчета $T_{г.ст}$ отличается от заданной более чем на 5%, то расчет производим сначала, задаваясь новыми значениями $T_{г.ст}$, промежуточными между первоначально заданными и полученными.

Определение конвективных удельных тепловых потоков в стенку камеры двигателя

Величина конвективного удельного теплового потока определяется из уравнения (VII. 30)

$$q_k = \alpha_r (T_2 - T_{г.ст}),$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{час } ^\circ\text{C}$;
 T_2 — температура заторможенного газового потока, в $^\circ\text{абс.}$; она постоянна по длине камеры;
 $T_{г.ст}$ — температура газовой стенки в $^\circ\text{абс.}$

Температура газа T_2 нам известна из теплового расчета процесса сгорания в камере двигателя (см. гл. VI)

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке α_r будем определять по формуле (VII. 13)

$$\alpha_r = 74,3 c_{p, г.ст} (g_{г.ст})^{0,18} \frac{G^{0,82}}{d^{1,82}} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,35}$$

Следует оговорить, что применение этой формулы к расчету теплообмена в ЖРД не вполне правомерно, так как она проверена для дозвуковых скоростей и предполагает течение газа по цилиндрической трубе. В сопловой же части камеры двигателя мы имеем скорость выше звуковой и коническую форму канала. Для того чтобы использовать эту формулу при расчете охлаждения ЖРД, надо разбить камеру двигателя на ряд цилиндрических участков, диаметр

которых равен среднему диаметру соответствующей конической части этого участка.

Пользуясь формулой (VII.13), расчет конвективных удельных тепловых потоков от газа к стенке q_k проводим по следующим этапам.

1. Задаемся температурой газовой стенки камеры сгорания. При этом температуру стальной стенки в критической части сопла можно принимать равной $700\text{--}800^\circ\text{C}$; для медной $300\text{--}350^\circ\text{C}$. Температуру стенки на выходе из сопла считаем равной $350\text{--}500^\circ\text{C}$ для стальной стенки и $150\text{--}200^\circ\text{C}$ для медной. Температура стенки на входе в сопло на $50\text{--}100^\circ$ выше температуры стенки на выходе из сопла. Температуру газовой стенки для цилиндрической части камеры считают постоянной и равной температуре газовой стенки на входе в сопловую часть.

Распределение температуры по длине камеры двигателя в первом приближении принимаем прямолинейным (фиг. 84).

2. Подсчитываем теплоемкость $c_{p,г,ст}$ и вязкость $\mu_{г,ст}$ продуктов сгорания при температуре газовой стенки на входе в сопловую часть и считаем их постоянными по всей длине двигателя.

Вообще говоря, $c_{p,г,ст}$ и $\mu_{г,ст}$ зависят от температуры продуктов сгорания у газовой стенки, т. е. от $T_{г,ст}$, но так как расчет приближенный, то можно допустить, что $c_{p,г,ст}$ и $\mu_{г,ст}$ по длине камеры двигателя постоянны. Обычно значения $c_{p,г,ст}$ и $\mu_{г,ст}$ берут при температуре газовой стенки на входе в сопло.

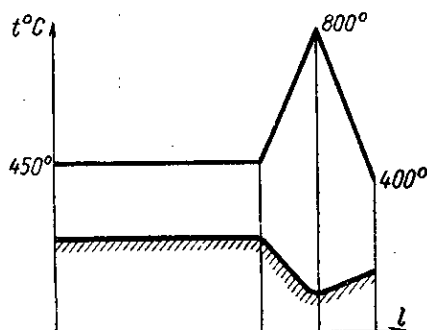
При подсчете $c_{p,г,ст}$ и $\mu_{г,ст}$ теплоемкостью и вязкостью тех компонентов продуктов сгорания, содержание которых в газовой смеси очень мало, пренебрегаем. Такими компонентами являются обычно O, OH, H, NO. $c_{p,г,ст}$ подсчитываем по известной из термодинамики формуле для теплоемкости газовой смеси

$$c_{p,г,ст} = \sum g_i c_{p_i,г,ст} \quad (\text{VII. 38})$$

где $c_{p_i,г,ст}$ — теплоемкость данного компонента газовой смеси продуктов сгорания в $\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$. Значения c_{p_i} для различных газов приведены в табл. 18¹;
 g_i — весовая доля компонента смеси газов

$$g_i = \frac{r_i m_i}{\sum r_i m_i} \quad (\text{VII. 39})$$

¹ М. П. Вукалович и др., Термодинамические свойства газов, Машгиз, 1953.



Фиг. 84. Примерное распределение $T_{г,ст}$ для стальной камеры.

Теплоемкости газов c_p в ккал/кг °С

Наименование газа	Химическая формула	Температура в °С												
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Кислород	O ₂	0,218	0,223	0,230	0,2376	0,2445	0,2504	0,2553	0,2593	0,2627	0,2656	0,2682	0,2703	0,2723
Азот	N ₂	0,248	0,2489	0,2512	0,2554	0,2607	0,2664	0,2721	0,2774	0,2822	0,2864	0,2902	0,2935	0,2964
Водород	H ₂	3,390	3,4509	3,4643	3,4712	3,4826	3,5020	3,5298	3,5660	3,6101	3,6572	3,7063	3,7584	3,8095
Оксид углерода	CO	0,248	0,2495	0,2528	0,2580	0,2641	0,2704	0,2763	0,2816	0,2863	0,2904	0,2939	0,2970	0,2996
Оксид азота	NO	0,238	0,2381	0,2414	0,2472	0,2534	0,2594	0,2648	0,2695	0,2736	0,2770	0,2799	0,2824	0,2845
Двуокись углерода	CO ₂	0,194	0,2182	0,2371	0,2524	0,2652	0,2758	0,2847	0,2921	0,2984	0,3037	0,3081	0,3119	0,3152
Водяной пар	H ₂ O	0,444	0,4515	0,4635	0,4778	0,4931	0,5092	0,5258	0,5429	0,5601	0,5769	0,5929	0,6080	0,6220

Здесь r_i и m_i —объемная доля и молекулярный вес i -того компонента газовой смеси;

$$r_i = \frac{p_i}{p_2}, \quad (\text{VII. 40})$$

где p_i —парциальное давление компонента газовой смеси. Оно известно из теплового расчета;
 p_2 —давление в камере сгорания.

Подставив (VII. 40) в (VII. 39), получим

$$g_i = \frac{\frac{p_i}{p_2} m_i}{\sum \frac{p_i}{p_2} m_i} = \frac{p_i m_i}{\sum p_i m_i}. \quad (\text{VII. 41})$$

Коэффициент динамической вязкости $\mu_{i, \text{ст}}$ подсчитываем по известной формуле для смеси газов

$$\frac{1}{\mu_{r, \text{ст}}} = \sum \frac{g_i}{\mu_{i, \text{ст}}}, \quad (\text{VII. 42})$$

где $\mu_{i, \text{ст}}$ —коэффициент динамической вязкости i -того компонента при заданной $T_{r, \text{ст}}$.

Для наших расчетов формулу (VII. 42) удобнее преобразовать, поделив обе части уравнения на величину ускорения земного притяжения g . Тогда она примет вид

$$\frac{1}{g \mu_{r, \text{ст}}} = \sum \frac{g_i}{g \mu_{i, \text{ст}}}. \quad (\text{VII. 42}')$$

(Здесь не следует смешивать g_i —весовую долю с g —ускорением земного притяжения)

Значения $g \mu_{i, \text{ст}}$ в зависимости от температуры для различных газов приведены в табл. 19. Во всех применяемых нами формулах для расчета охлаждения входит произведение $g \mu$, имеющее размерность

$$\frac{\text{м кг сек}}{\text{сек}^2 \text{ м}^2} = \frac{\text{кг}}{\text{м сек}}.$$

Часто в справочниках под величиной вязкости подразумевают произведение $g \cdot \mu$ и называют эту величину *динамической вязкостью*.

Значения $g \cdot \mu$ в кг/м сек для некоторых жидкостей даны на фиг. 97—100.

В табл. 19 и на графиках фиг. 97—100 приведены именно произведения $g \cdot \mu$. При пользовании другими справочными материа-

Значения коэффициента динамической вязкости ($g \cdot 10^6$ в $кг/м \cdot сек$ в зависимости от температуры)

Наименование газа	Химическая формула	Температура °C												
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Кислород	O ₂	1,943	2,460	2,910	3,312	3,677	4,014	4,327	4,622	4,900	5,164	5,416	5,657	5,889
Азот	N ₂	1,667	2,101	2,478	2,815	3,121	3,402	3,664	3,911	4,143	4,364	4,575	4,777	4,97
Водород	H ₂	0,850	1,052	1,226	1,381	1,521	1,651	1,771	1,884	1,991	2,093	2,190	2,283	2,373
Окись углерода	CO	1,656	2,087	2,462	2,797	3,100	3,380	3,640	3,885	4,116	4,336	4,545	4,746	4,939
Окись азота	NO	1,352	1,825	2,257	2,653	3,020	3,362	3,683	3,986	4,272	5,546	4,807	5,057	5,298
Двуокись углерода	CO ₂	1,384	1,846	2,262	2,642	2,991	3,316	3,620	3,906	4,177	4,435	4,681	4,917	5,143
Водяной пар	H ₂ O	0,818	1,208	1,605	2,000	2,390	2,772	3,145	3,510	3,864	4,21	4,447	4,874	5,194

лами надо обращать внимание на размерность, в которой приведена вязкость, и при подстановке в формулы переводить эту вязкость в соответствующую размерность.

3. Разбиваем камеру двигателя по длине на 10—20 участков (в зависимости от желаемой точности расчета), для каждого участка подсчитываем по формуле (VII. 13) величину α_r , как для цилиндрической трубы, принимая диаметр ее d и заданную температуру газовой стенки $T_{г.ст}$ средними для данного участка.

4. Зная α_r , определяем для каждого участка конвективный удельный тепловой поток q_k по формуле

$$q_k = \alpha_r (T_2 - T_{г.ст}). \quad (\text{VII. 43})$$

Определение лучистых удельных тепловых потоков и суммарного теплового потока в стенки камеры двигателя

В камере двигателя тепловые потоки идут от горячих продуктов сгорания в стенки камеры. Как уже указывалось (см. § 39), основную долю теплового излучения дают CO_2 и H_2O .

Экспериментальное определение лучистых тепловых потоков в камерах ЖРД чрезвычайно затруднено. Поэтому они подсчитываются по эмпирическим формулам, применяемым при расчете лучистого теплообмена, в других устройствах и машинах¹

$$q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt[3]{p_{\text{CO}_2} l} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{T_{г.ст}}{100} \right)^{3,5} \right] \text{ ккал/м}^2 \text{ час}; \quad (\text{VII. 44})$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} l^{0,6} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_{г.ст}}{100} \right)^3 \right] \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (\text{VII. 45})$$

где p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ — парциальные давления газов в кг/см^2 ;
 l — приведенная средняя длина пути луча (определяется по табл. 17).

Общий лучистый тепловой поток q_l считаем равным сумме этих потоков

$$q_l = q_{\text{CO}_2} + q_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (\text{VII. 46})$$

В ЖРД лучистые тепловые потоки по длине камеры двигателя будут не одинаковы, так как температуры горячих продуктов сгорания в самой камере сгорания и в сопле различны.

Поэтому сначала определяем лучистые тепловые потоки для трех сечений.

1. Сечение камеры на входе в сужающуюся часть.
2. Критическое сечение сопла.
3. Сечение на срезе сопла.

¹ А. В. Болгарский и В. К. Шукин, Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях, Оборонгиз, 1953.

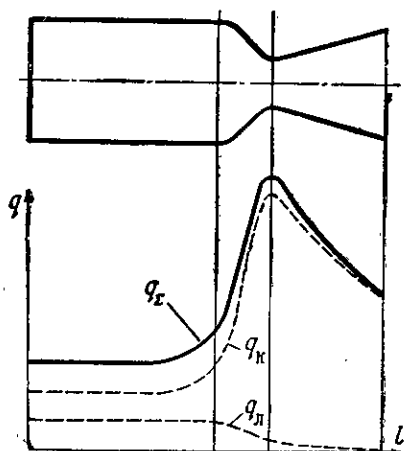
В каждом сечении q_l условно вычисляется для бесконечно длинного цилиндра с диаметром, равным соответственно диаметру камеры сгорания, диаметру узкого сечения сопла и диаметру выходного сечения сопла. По всей камере q_l принимаем одинаковым и равным q_l на выходе из камеры.

Для промежуточных участков сопла q_l находим, соединяя по кривой значения q_l в заданных трех сечениях.

Определив q_l и зная конвективный тепловой поток q_k , подсчитываем суммарный удельный тепловой поток в стенке камеры сгорания ЖРД q_Σ для каждого участка по выражению

$$q_\Sigma = q_l + q_k. \quad (\text{VII. 47})$$

Характер распределения тепловых потоков по длине камеры двигателя показан на фиг. 85.



Фиг. 85. Характер распределения тепловых потоков по длине камеры двигателя.

Проверка наличия необходимого количества охлаждающей жидкости и определение ее подогрева на каждом участке

Зная величину тепловых потоков в стенку камеры сгорания, мы знаем, следовательно, какое количество тепла должна воспринять охлаждающая жидкость.

Наибольшее количество тепла, которое может воспринять охлаждающая жидкость, определяется ее нагревом до температуры кипения T_s при данном давлении в охлаждающей рубашке.

Полное количество тепла, поступающее в стенку камеры, идет на нагревание охлаждающей жидкости, т. е. можно записать

$$\sum_{i=1}^{i=n} q_{\Sigma i} f_i = c G_{\text{охл}} (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}), \quad (\text{VII. 48})$$

где c — теплоемкость охлаждающей жидкости в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$, взятая при средней температуре

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2};$$

$G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающего компонента в кг/час ;

$q_{\Sigma i}$, f_i — суммарный тепловой поток в $\text{ккал/м}^2\text{час}$ и площадь поверхности в м^2 i -того участка камеры сгорания;

$T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ — температуры входа и выхода охлаждающей жидкости.

По формуле (VII. 48) температура выхода охлаждающей жидкости из рубашки охлаждения определится в виде

$$T_{\text{вых}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} q_{\Sigma i} f_i}{cG_{\text{охл}}} + T_{\text{вх}}. \quad (\text{VII. 49})$$

В большинстве случаев, как уже упоминалось, ЖРД охлаждается самими компонентами. Если температура выхода охлаждающей жидкости из рубашки $T_{\text{вых}}$ больше, чем температура кипения его при данном давлении, значит одного компонента для охлаждения камеры двигателя недостаточно и чтобы снять все поступающее тепло, используют для охлаждения двигателя оба компонента по схеме, приведенной на фиг. 82.

Если обоих компонентов для охлаждения недостаточно (что обычно имеет место на камерах малых тяг, где расходы компонентов невелики), то вводят внутреннее охлаждение (см. ниже).

Выбрав охлаждающую жидкость, можно подсчитать температуру ее на каждом участке. Температура охлаждающей жидкости на входе в охлаждающую рубашку известна (обычно ее считают равной 15°C). Подогрев жидкости на участке определяется из выражения

$$q_{\Sigma i} f_i = cG_{\text{охл}} (T_{\text{вых } i} - T_{\text{вх } i}), \quad (\text{VII. 50})$$

откуда температура выхода охлаждающей жидкости из участка (равная температуре входа на следующий участок, т. е. $T_{\text{вх } i+1} = T_{\text{вых } i}$) находится по уравнению

$$T_{\text{вых } i} = \frac{q_{\Sigma i} f_i}{cG} + T_{\text{вх } i}. \quad (\text{VII. 51})$$

Теплоемкость c ккал/кг $^{\circ}\text{C}$ надо брать для температуры равной $T_{\text{вх } i}$.

Определение коэффициента теплоотдачи от жидкостной стенки к охлаждающей жидкости $\alpha_{\text{ж. ст}}$ и температуры жидкостной стенки камеры двигателя $T_{\text{ж. ст}}$

Температура жидкостной стенки зависит не только от теплопроводности λ и толщины $\delta_{\text{ст}}$ стенки камеры двигателя, но также и от условий омывания этой стенки охлаждающей жидкостью.

Очевидно, чем интенсивнее охлаждающая жидкость будет омывать стенку камеры, тем лучше она будет снимать тепловые потоки, тем ниже будет температура жидкостной стенки. Понижение $T_{\text{ж. ст}}$, в свою очередь, повлечет за собой понижение температуры газовой стенки $T_{\text{г. ст}}$, а последнее приведет к изменению всего теплового потока в стенку.

Таким образом, мы имеем здесь очень сложную взаимозависимость между температурами стенок и тепловыми потоками.

Зная конструктивные размеры рубашки охлаждения и учитывая, что весь тепловой поток q_{Σ} должен быть снят охлаждающей жидкостью, находим $T_{ж.ст}$ из выражения

$$q_{\Sigma} = \alpha_{ж} (T_{ж.ст} - T_{ж}), \quad (\text{VII. 52})$$

где коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости $\alpha_{ж}$ находим по ранее полученной формуле (VII. 18)

$$\alpha_{ж} = Z \frac{82,5}{d^{0,2}} \left(\frac{G_{охл}}{F_{ж}} \right)^{0,8}$$

По этой формуле подсчитываем $\alpha_{ж}$ на каждом участке и, зная, определяем $T_{ж.ст}$ на каждом участке.

Из уравнения (VII. 52)

$$T_{ж.ст} = \frac{q_{\Sigma}}{\alpha_{ж}} + T_{ж}. \quad (\text{VII. 53})$$

Температуру жидкости $T_{ж}$ берем равной средней температуре жидкости на каждом участке.

Проверка соответствия принятого и рассчитанного распределения температуры газовой стенки $T_{г.ст}$

Величину $T_{г.ст}$, получаемую из расчета, определяем исходя из уравнения теплопроводности через твердую стенку

$$q_{\Sigma} = \frac{\lambda}{\delta_{ст}} (T_{г.ст} - T_{ж.ст}), \quad (\text{VII. 54})$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки камеры сгорания в м;

λ — теплопроводность материала ЖРД в ккал/м час °С берется для средней температуры стенки

$$T_{ср} = \frac{T_{г.ст} + T_{ж.ст}}{2}$$

Из формулы (VII. 54)

$$T_{г.ст} = q_{\Sigma} \frac{\delta_{ст}}{\lambda} + T_{ж.ст}. \quad (\text{VII. 55})$$

Если полученная величина $T_{г.ст}$ расходится с заданным значением $T_{г.ст}$, то надо задаться новыми значениями $T_{г.ст}$, промежуточными между ранее заданными и полученными, и провести расчет снова.

Если полученная величина $T_{г.ст}$ превышает допустимые для данного металла пределы, то для ее снижения до допускаемой величины надо или уменьшить проходное сечение охлаждающего тракта, или уменьшить толщину стенки камеры двигателя.

Если эти меры окажутся недостаточными, надо применять внутреннее охлаждение.

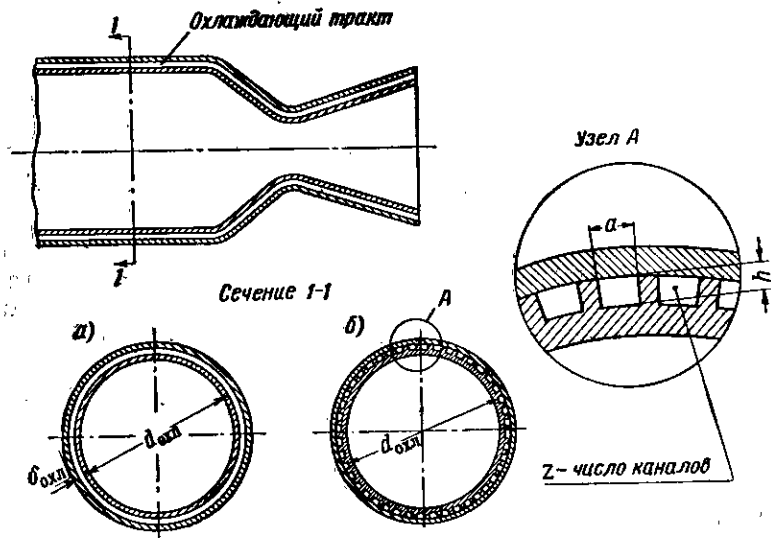
§ 42. ФОРМЫ ОХЛАЖДАЮЩИХ ТРАКТОВ КАМЕР ДВИГАТЕЛЯ

При проведении расчета наружного охлаждения необходимо знать размеры и форму охлаждающего тракта камеры двигателя. Необходимым предварительным условием при проектировании охлаждающего тракта является обеспечение в районе критического сечения скорости движения охлаждающей жидкости порядка 5-10 м/сек.

В зависимости от необходимой жесткости конструкции и имеющегося количества охлаждающей жидкости применяются следующие основные типы охлаждающих трактов.

Щелевой канал

Охлаждающий тракт в виде гладкого щелевого (кольцевого) канала (фиг. 86,а) является наиболее простым в изготовлении и наиболее широко распространенным в выполненных ЖРД.



Фиг. 86. Охлаждающий тракт в форме щелевого канала.

а) — сечение гладкого щелевого канала; б) — сечение щелевого канала с продольными ребрами жесткости.

Основной его недостаток состоит в том, что камеры сгорания с таким трактом имеют малую жесткость. Для увеличения жесткости внутренней оболочки при щелевом охлаждающем тракте делают разного рода скрепления внутренней оболочки камеры двигателя с наружной оболочкой. Кроме того, для увеличения жесткости и для более равномерного движения жидкости по поперечному сечению щелевого канала и вдоль образующей его иногда делают тонкие ребра жесткости толщиной около 1 мм и с шагом в несколько миллиметров.

Второй недостаток такого охлаждающего тракта состоит в том, что при малых количествах охлаждающей жидкости приходится делать очень небольшие размеры щели, чтобы создать необходимую скорость движения ее по охлаждающему тракту. Технологически трудно выполнить равномерную щель высотой менее 0,8 мм при механической обработке и менее 1,5 мм при сварной конструкции камеры двигателя. Это нужно иметь в виду при расчете охлаждения камеры.

Эквивалентный диаметр для расчета охлаждения при гладком щелевом охлаждающем тракте (см. фиг. 86,а) определяется из выражения

$$d_э = \frac{4F_{ж}}{\Pi_{т}} = \frac{4\pi d_{охл}^2 l_{охл}}{\pi d_{охл}} = 4\delta_{охл}. \quad (\text{VII. 56})$$

Если щелевой канал имеет продольные ребра жесткости (см. фиг. 86,б), то

$$d_э = \frac{4F_{ж}}{\Pi_{т}} = \frac{4zah}{(a+2h)z} = \frac{4ah}{a+2h}, \quad (\text{VII. 57})$$

где h — величина зазора в щелевом канале;

z — число каналов;

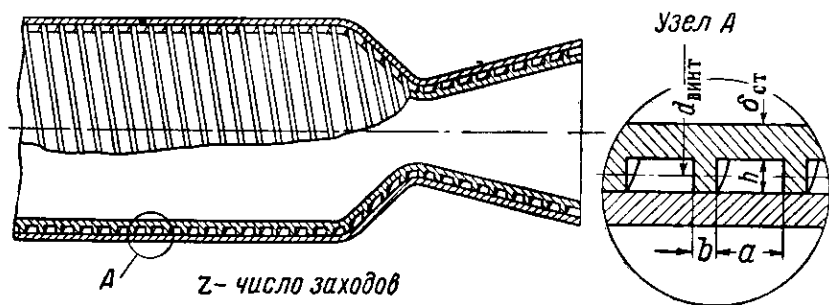
a — ширина канала между двумя ребрами.

Толщина внутренней оболочки камеры двигателя обычно составляет 1,5—4 мм.

В случае, когда теплообмен происходит не через весь периметр канала (т. е. $\Pi_{т} \neq \Pi$), величина эквивалентного диаметра для расчета теплообмена отличается от величины эквивалентного диаметра для расчета гидравлического сопротивления (см. § 64).

Охлаждающий тракт в виде винтового щелевого канала

Охлаждающий тракт в виде винтового щелевого канала (одного или нескольких) применяют для того, чтобы увеличить скорость движения жидкости по тракту для улучшения теп-



Фиг. 87. Охлаждающий тракт в виде винтового канала.

обмена, а также чтобы увеличить жесткость внутренней ободки камеры двигателя.

В зависимости от необходимой скорости движения жидкости выбирается проходное сечение винтового канала. Высоту зазора h (фиг. 87) берут 2—3 мм. Толщину винтового ребра b делают около 1 мм.

Основной недостаток охлаждающего тракта в виде винтового канала двигателя — большая сложность выполнения нарезки, особенно на конической части камеры.

Вторым недостатком такого охлаждающего тракта являются очень большие гидравлические потери в винтовом канале. Это вызывает необходимость повышать давление охлаждающего компонента на входе, а следовательно, и давление подачи (см. ниже, § 54).



Фиг. 88. Камера двигателя, изготовленная из витых трубок.

Поскольку наибольшие тепловые потоки наблюдаются около критического сечения камеры и для отвода их в охлаждающую жидкость необходимо иметь большие скорости движения жидкости, то винтовые каналы часто делают только около критического сечения. В остальной же части камеры оставляют охлаждающий тракт в виде щелевого канала.

Так выполнен охлаждающий тракт на двигателе «Вальтер» (см. фиг. 105).

Эквивалентный диаметр охлаждающего тракта, выполненного в виде винтового канала прямоугольного сечения, для расчета теплообмена подсчитывают по выражению

$$d_3 = \frac{4F_{\text{ж}}}{\Pi_{\text{T}}} = \frac{4ahz}{(a+2h)z} = 4 \frac{ah}{a+2h}. \quad (\text{VII. 58})$$

Разновидностью винтового охлаждающего тракта можно считать охлаждающий тракт, состоящий из трубок. В этом случае стенки камеры двигателя делаются из медных трубок, плотно прилегающих друг к другу. Внутри медных трубок проходит охлаждающая жидкость (фиг. 88).

§ 43. ПРИМЕР РАСЧЕТА НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Произвести проверочный расчет охлаждения камеры двигателя, работающей на топливе: 96%-ная азотная кислота + керосин. Расход горючего $G_r = 2,7$ кг/сек; расход окислителя $G_o = 11,2$ кг/сек.

В результате теплового расчета получены следующие данные: температура сгорания $T_2 = 2853$ °абс.; давление в камере сгорания $p_2 = 23$ кг/см²; показатель изэнтропы истечения $n_{из} = 1,18$.

Состав продуктов сгорания в камере приведен в табл. 20.

Таблица 20

Компонент	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂	O ₂	N ₂
p_i	3,63	9,77	4,13	1,68	0,30	3,40

Примечание. Доля других компонентов продуктов сгорания в смеси газов настолько мала, что в данном расчете ими можно пренебречь.

Охлаждающий тракт выполнен в виде щелевого зазора. В данном примере рассмотрен более общий случай переменной толщины внутренней оболочки камеры двигателя. Основные размеры охлаждающего тракта, основные размеры камеры двигателя и толщина внутренней оболочки приведены на фиг. 89.

Материал стенки камеры — нержавеющая сталь.

Решение проводим в порядке, изложенном в § 41.

Задаемся температурой газовой стенки:

В камере сгорания и на входе в сопло . $T_{г.ст} = 500^\circ \text{C} = 773^\circ \text{ абс.}$

В критическом сечении $T_{г.ст} = 800^\circ \text{C} = 1073^\circ \text{ абс.}$

На срезе сопла $T_{г.ст} = 450^\circ \text{C} = 723^\circ \text{ абс.}$

График заданного распределения $T_{г.ст}$ приведен на фиг. 89.

Подсчитываем теплоемкость $c_{pг.ст}$ и вязкость при температуре газовой стенки на входе в сопло.

Данные расчета сведем в табл. 21

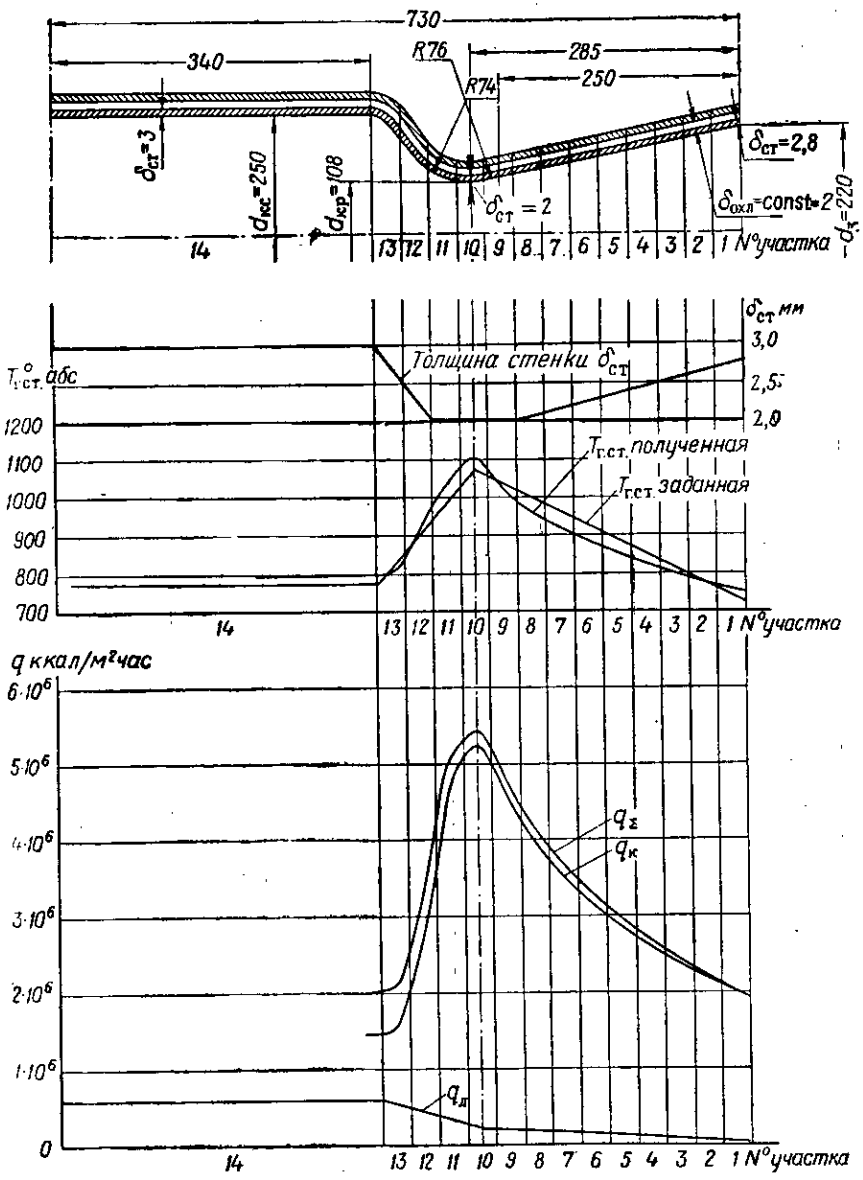
В результате расчета получим

$$c_{pг.ст} = 0,3637 \text{ ккал/кг}^\circ\text{C}; \quad (g_{pг.ст}) = 3,14 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м сек.}$$

После подстановки этих значений и значений $G^{0,82}$ в формулу (VII.13) она приобретает вид

$$\alpha_r = 36,2 \frac{1}{a_{сп}^{1,82}} \left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,55} \quad (\text{VII.59})$$

Обратим внимание на то, что величина $\left(\frac{T_2}{T_{г.ст}} \right)^{0,55}$ благодаря малой степени, в которую возводится отношение температур, ме-



Фиг. 89. К примеру расчета охлаждения камеры двигателя.

Компонент продуктов сгорания	CO ₂	CO	H ₂ O	H ₂	N ₂	O ₂	Замечания и дополнительные подсчеты
p_i в кг/см ²	3,63	4,13	9,77	1,68	3,40	0,30	Берется из результатов теплового расчета
m_i	44	28	18	2	28	32	
$p_i m_i$	160	115,6	176	3,36	95,2	9,6	$\sum p_i m_i = 559,76$
$g_i = \frac{p_i m_i}{\sum p_i m_i}$	0,286	0,206	0,315	0,006	0,170	0,0172	$\sum g_i = 0,9992 \approx 1$
c_{p_i} ст	0,276	0,27	0,509	3,5	0,259	0,25	Берется из табл. 18
$g_i c_{p_i}$ ст	0,0788	0,0556	0,160	0,020	0,0440	0,0043	c_{p_i} ст = $\sum g_i c_{p_i}$ ст = 0,3637
$(g_i \cdot \mu_i \text{ ст}) \cdot 10^5$ в кг/м сек	3,31	3,38	2,77	1,65	3,4	4,01	Берется из табл. 19
$\left(\frac{g_i}{g_i \cdot \mu_i \text{ ст}} \right) \cdot 10^5$	0,0864	0,0610	0,1135	0,00364	0,0500	0,00428	$\frac{1}{g_i \cdot \mu_i \text{ ст}} - \sum \left(\frac{g_i}{g_i \cdot \mu_i \text{ ст}} \right) 10^5 = 0,3188$

дается в узких пределах. Поэтому значение коэффициента теплоотдачи α_r меняется по длине камеры двигателя в основном пропорционально величине $\frac{1}{d_{cp}^{1,82}}$.

Разбиваем камеру двигателя на 14 участков и по полученному выражению (VII. 59) подсчитываем коэффициент теплоотдачи α_r горячих продуктов сгорания к газовой стенке камеры для каждого из участков.

(При проведении вычислений здесь и в дальнейшем все числа округляем в пределах точности счетной линейки).

Зная α_r , по формуле (VII. 43) определяем конвективный удельный тепловой поток в стенку q_k . Расчет величин α_r и q_k приведен в строках 1—9 табл. 22.

Переходим к определению лучистых тепловых потоков q_d .

Определяем составляющие его для трех сечений по формулам (VII. 44) и (VII. 45).

В камере сгорания $T_2 = 2853^\circ$ абс.; $T_{r. ст} = 773^\circ$ абс.

Приведенная длина пути луча $l = 0,9d = 0,9 \cdot 0,250 = 0,225$ м.

$$p_{CO_2} = 3,63 \text{ кг/см}^2; \quad p_{H_2O} = 9,77 \text{ кг/см}^2.$$

$$q_{CO_2} = 3,5 \sqrt[3]{3,63 \cdot 0,225} \left[\left(\frac{2853}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{773}{100} \right)^{3,5} \right] = 388 \text{ 000 ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$q_{H_2O} = 3,5 \cdot 9,77^{0,8} \cdot 0,225^{0,6} \left[\left(\frac{2853}{100} \right)^3 - \left(\frac{773}{100} \right)^3 \right] = 193 \text{ 000 ккал/м}^2 \text{ час}.$$

По формуле (VII. 46)

$$q_d = 388 \text{ 000} + 193 \text{ 000} = 581 \text{ 300} \approx 0,581 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

В критическом сечении

$$T_{кр} = \frac{2T_2}{n_{из} + 1} = \frac{2 \cdot 2853}{1,18 + 1} = 2620^\circ \text{ абс.};$$

$$T_{r. ст} = 1073^\circ \text{ абс.}$$

Приближенно считаем, что состав продуктов сгорания изменился пропорционально давлению (такое допущение приемлемо ввиду малого изменения температуры).

Давление в критическом сечении $p_{кр}$ равно

$$p_{кр} = \left(\frac{2}{n_{из} + 1} \right)^{\frac{n_{из}}{n_{из} - 1}} p_2 = \left(\frac{2}{1,18 + 1} \right)^{\frac{1,18}{1,18 - 1}} \cdot 23 = 13,1 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно,

$$p_{CO_2} = 3,63 \frac{13,1}{23} = 2,07 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{H_2O} = 9,77 \frac{13,1}{23} = 5,56 \text{ кг/см}^2;$$

$$l = 0,9d_{кр} = 0,9 \cdot 0,108 = 0,0972 \text{ м};$$

$$q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt[3]{2,07 \cdot 0,0972} \left[\left(\frac{2620}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{1073}{100} \right)^{3,5} \right] = 181\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 \cdot 5,55^{0,8} \cdot 0,0372^{0,6} \left[\left(\frac{2620}{100} \right)^3 - \left(\frac{1073}{100} \right)^3 \right] = 32\,600 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$q_{\text{л}} = 181\,000 + 32\,600 = 213\,600 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

На срезе сопла давление $p_3 = 1 \text{ атм}$. Следовательно,

$$p_{\text{CO}_2} = \frac{3,63}{23} = 0,168 \text{ кг/см}^2;$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,425 \text{ кг/см}^2;$$

$$l = 0,9d_3 = 0,9 \cdot 0,22 = 0,198 \text{ м}.$$

Температура на срезе сопла T_3 находится по известному соотношению

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n_{\text{из}} - 1}{n_{\text{из}}}} = 2853 \left(\frac{1}{23} \right)^{\frac{1,18 - 1}{1,18}} = 1770^\circ \text{ абс.};$$

$$q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt[3]{0,168 \cdot 0,198} \left[\left(\frac{1770}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{723}{100} \right)^{3,5} \right] = 24\,500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 \cdot 0,425^{0,8} \cdot 0,198^{0,6} \left[\left(\frac{1770}{100} \right)^3 - \left(\frac{723}{100} \right)^3 \right] = 3300 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$q_{\text{л}} = 24\,500 + 3300 = 27\,800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

Значения $q_{\text{л}}$ в промежуточных сечениях определяем исходя из принятого предположения о линейном распределении $q_{\text{л}}$ между сечениями входа в сопло и критическим, а также между критическим и выходным сечениями.

На фиг. 89 показан график распределения $q_{\text{л}}$ по длине камеры. Зная $q_{\text{л}}$ на каждом участке, определяем суммарный удельный тепловой поток на каждом участке

$$q_{\Sigma} = q_{\text{к}} + q_{\text{л}}.$$

Данные подсчета $q_{\text{л}}$ и q_{Σ} приведены в строках 10 — 11 табл. 22.

Зная q_{Σ} на каждом участке, определяем общий тепловой поток в стенку камеры двигателя

$$\Sigma q_{\Sigma} f_i = 1,2297 \cdot 10^3 \text{ ккал/час}.$$

В качестве охлаждающей жидкости выбираем окислитель — 96%-ную азотную кислоту.

Расход ее по заданию равен

$$G_0 = 11,2 \text{ кг/сек}.$$

Определяем ориентировочно температуру выхода охлаждающей жидкости — азотной кислоты. Температуру входа ее $T_{\text{вх}}$ считаем равной 15°C .

Теплоемкость охлаждающей жидкости ориентировочно считаем равной 0,47. Тогда по формуле (VII. 49)

$$T_{\text{вых}} = \frac{1,2297 \cdot 10^6}{0,47 \cdot 11,2 \cdot 3600} + 15 = 65 + 15 = 80^\circ \text{ C.}$$

Давление выхода охлаждающей жидкости из охлаждающего тракта $p_{\text{охл}}$ примерно считаем равным сумме давления в камере двигателя и перепада давления на форсунках $\Delta p_{\text{ф}}$. Если считать $\Delta p_{\text{ф}} = 6 \text{ кг/см}^2$ (обычно $\Delta p_{\text{ф}}$ известно из расчета форсунок), то

$$p_{\text{охл}} = p_2 + \Delta p_{\text{ф}} = 23 + 6 = 29 \text{ кг/см}^2.$$

Для $p_{\text{охл}} = 29 \text{ кг/см}^2$ температура кипения азотной кислоты T_3 равна примерно $230\text{--}250^\circ \text{ C}$, т. е.

$$T_{\text{вых}} < T_3.$$

Следовательно, азотной кислоты вполне достаточно для охлаждения камеры двигателя.

По формуле (VII. 51) подсчитываем подогрев охладителя и температуру его $T_{\text{ж}}$ на каждом из участков. Данные расчета $T_{\text{ж}}$ приведены в строках 14 и 15 табл. 22.

Переходим к определению коэффициента теплоотдачи от жидкостной стенки к жидкости $\alpha_{\text{ж}}$ и температуры жидкостной стенки камеры двигателя $T_{\text{ж.ст}}$. Величину $\alpha_{\text{ж}}$ определяем по формуле (VII. 18).

$$\alpha_{\text{ж}} = 82,5Z \frac{1}{d_{\text{э}i}^{0,2}} \left(\frac{G_{\text{охл}}}{F_{\text{ж}i}} \right)^{0,8}.$$

Для щелевого охлаждающего тракта на каждом участке

$$d_{\text{э}i} = \frac{4F_{\text{ж}}}{\Pi_{\text{T}}} = \frac{4F_{\text{ж}i}}{\pi d_{\text{охл}i}},$$

где $d_{\text{охл}i}$ — средний диаметр охлаждающей щели на i -том участке в м ;

$F_{\text{ж}i} = \pi d_{\text{охл}i} \delta_{\text{охл}i}$ — проходное сечение щели на i -том участке в м^2 .

После подстановки значения $d_{\text{э}}$, соответствующих сокращений и подсчета постоянной формула (VII. 18) для случая щелевого охлаждения примет вид

$$\alpha_{\text{ж}} = 25,1Z \frac{G_{\text{охл}}^{0,8}}{d_{\text{охл}i}^{0,8} \delta_{\text{охл}i}}. \quad (\text{VII. 60})$$

Для данного примера, подставив значение

$$G_{\text{охл}}^{0,8} = 11,2^{0,8} = 6,9 \quad \text{и} \quad \delta_{\text{охл}} = 0,002 \text{ м},$$

получим

$$\alpha_{\text{ж}} = 86\,500Z \frac{1}{d_{\text{охл}i}^{0,8}}. \quad (\text{VII. 61})$$

Определив $\alpha_{ж}$ для каждого участка, по формуле (VII.53) находим температуру жидкостной стенки на каждом участке

$$T_{ж. ст} = \frac{q_{\Sigma}}{\alpha_{ж}} + T_{ж.}$$

Данные расчета приведены в строках 16—22 табл. 22.

Проверим соответствие принятого и рассчитанного распределения температур $T_{г.ст.}$.

Теплопроводность нержавеющей стали, как видно из графика фиг. 76, мало зависит от температуры, поэтому считаем ее постоянной по длине камеры и равной 20 ккал/м час °С.

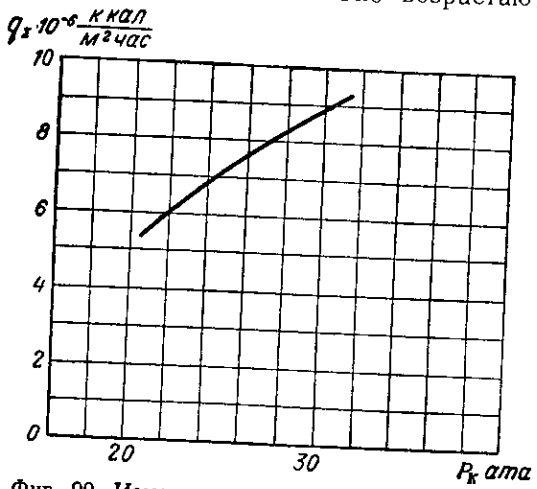
Величину толщины стенки на каждом участке $\delta_{ст}$ берем по графику фиг. 89 и по формуле (VII.55) определяем $T_{г.ст}$ для каждого участка. Данные расчета $T_{г.ст}$ приведены в строках 23—26 табл. 22. На фиг. 89 показана кривая полученного распределения температуры газовой стенки по длине камеры.

Как видно из таблиц и графиков фиг. 89, расхождения заданной и полученной температуры газовой стенки не превышают 5%, поэтому второго приближения делать не надо.

На графиках фиг. 89 показано распределение $q_{к}$; $q_{л}$; q_{Σ} и $T_{г. ст}$ по длине камеры двигателя.

§ 44. ДРУГИЕ ВИДЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖРД

При увеличении давления в камере двигателя и применении топлив высокой теплотворной способности суммарные тепловые потоки в стенки камеры двигателя сильно возрастают (фиг. 90) и



Фиг. 90. Изменение суммарного теплового потока в зависимости от давления в камере.

достигают таких величин, при которых снять весь тепловой поток наружным охлаждением невозможно (предельная величина q_{Σ} определяется условиями процесса в камере двигателя, родом охлаждающей жидкостн и материалом стенок камеры двигателя).

Сводная таблица данных по расчету охлаждения каме

№ строки	Наименование величины	Обозначение и размерность	Номер участка						
			1	2	3	4	5	6	
1	Средний диаметр участка	$d_{ср}$ в м	0,214	0,202	0,190	0,178	0,166	0,154	0,142
2		$\frac{1}{d_{ср}}$	4,67	4,95	5,26	5,62	6,02	6,50	7,04
3		$\left(\frac{1}{d_{ср}}\right)^{1,82}$	16,5	18,3	20,5	23,2	26,2	30,3	35,1
4	Заданная температура газовой стенки	$T_{г.ст}$ в ° абс.	741	778	815	852	889	925	962
5		$\frac{T_2}{T_{г.ст}}$	3,84	3,66	3,50	3,35	3,21	3,08	2,96
6		$\left(\frac{T_2}{T_{г.ст}}\right)^{0,35}$	1,60	1,58	1,55	1,53	1,50	1,48	1,46
7	Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке	α_g в ккал/м ² час°С	955	1040	1150	1280	1425	1625	1880
8		$T_2 - T_{г.ст}$	2112	2075	2038	2001	1964	1928	1892
9	Конвективный удельный тепловой поток	$q_k \cdot 10^{-6}$ в ккал/м ² час	2,02	2,16	2,34	2,56	2,80	3,13	3,56
10	Лучистый удельный тепловой поток	$q_l \cdot 10^{-6}$ в ккал/м ² час	0,040	0,060	0,080	0,100	0,120	0,140	0,160
11	Суммарный удельный тепловой поток	$q_{\Sigma} \cdot 10^{-6}$ в ккал/м ² час	2,06	2,22	2,42	2,66	2,92	3,27	3,72
12	Площадь поверхности, через которую происходит теплообмен	$f = \pi d_{ср} l$ в м ²	0,0207	0,0196	0,0184	0,0172	0,0161	0,0149	0,0138
13	Тепловой поток на участке	$q_{\Sigma} f_i \cdot 10^6$	0,0427	0,0435	0,0445	0,0457	0,0470	0,0487	0,0504
14	Температура охлаждающей жидкости на выходе из участка	$T_{вых}$ в °С	17,43	19,86	22,33	24,86	27,46	30,16	32,96
15	Средняя температура охлаждающей жидкости на участке	$T_{ср}$ в °С	16,7	18,7	21,1	23,6	26,2	28,8	31,6
16		Z	0,0379	0,0384	0,0392	0,0398	0,0406	0,0412	0,0419
17	Средний диаметр охлаждающей щели на каждом участке	$d_{охл i}$ в м	0,222	0,209	0,197	0,185	0,173	0,160	0,148
18		$\frac{1}{d_{охл i}}$	4,50	4,78	5,08	5,4	5,78	6,23	6,76
19		$\left(\frac{1}{d_{охл i}}\right)^{0,8}$	3,33	3,50	3,67	3,85	4,07	4,32	4,59
20	Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости	$\alpha_{ж}$ в ккал/м ² час°С	10900	11600	12400	13300	14300	15400	16600
21		$\frac{q_{\Sigma}}{\alpha_{ж}}$	191	192	195	200	204	212	220
22	Температура жидкостной стенки	$t_{ж.ст}$ в °С	207	211	216	224	230	241	252
23	Толщина стенки камеры двигателя	$\delta_{ст}$ в м	$2,752 \cdot 10^{-3}$	$2,658 \cdot 10^{-3}$	$2,564 \cdot 10^{-3}$	$2,470 \cdot 10^{-3}$	$2,376 \cdot 10^{-3}$	$2,282 \cdot 10^{-3}$	$2,188 \cdot 10^{-3}$
24	Перепад температуры по толщине стенки камеры	$\frac{\delta_{ст}}{\lambda} q_{\Sigma}$	283	295	310	329	346	373	400
25	Температура газовой стенки в °С	$t_{г.ст}$ в °С	490	506	526	553	576	614	656
26	Температура газовой стенки в ° абс.	$T_{г.ст}$ в ° абс.	763	779	799	826	849	887	928

данных по расчету охлаждения камеры двигателя

Номер участка охлаждающего тракта

4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0,178	0,166	0,154	0,142	0,130	0,118	0,108	0,120	0,166	0,236	0,250
5,62	6,02	6,50	7,04	7,70	8,48	9,26	8,34	6,02	4,24	4,00
23,2	26,2	30,3	35,0	41,0	49,0	57,5	47,5	26,2	13,8	12,4
852	889	925	962	999	1036	1073	987	901	816	773
3,35	3,21	3,08	2,96	2,86	2,75	2,66	2,89	3,16	3,49	3,69
1,53	1,50	1,48	1,46	1,44	1,42	1,41	1,45	1,50	1,55	1,58
1280	1425	1625	1850	2140	2520	2930	2490	1420	774	708
2001	1964	1928	1891	1854	1817	1780	1866	1952	2037	2080
2,56	2,80	3,13	3,50	3,97	4,58	5,21	4,64	2,77	1,57	1,47
0,160	0,120	0,140	0,160	0,180	0,200	0,214	0,319	0,424	0,529	0,581
2,66	2,92	3,27	3,66	4,15	4,78	5,41	4,96	3,19	2,10	2,05
0,0172	0,0161	0,0149	0,0137	0,0126	0,0114	0,0102	0,0124	0,0230	0,0297	0,2670
0,0457	0,0470	0,0487	0,0502	0,0523	0,0545	0,0553	0,0615	0,0735	0,0623	0,5480
24,86	27,46	30,16	32,93	35,81	38,81	41,86	45,24	49,29	52,69	82,29
23,6	26,2	28,8	31,5	34,4	37,3	40,3	43,6	47,3	51	67,5
0,0398	0,0406	0,0412	0,0420	0,0428	0,0436	0,0444	0,0450	0,0460	0,0467	0,0503
0,185	0,173	0,160	0,148	0,136	0,124	0,114	0,126	0,173	0,244	0,258
5,4	5,78	6,23	6,73	7,35	8,06	8,77	7,94	5,78	4,10	3,87
3,85	4,07	4,32	4,61	4,94	5,32	5,67	5,25	4,07	3,09	2,95
13300	14300	15400	16750	18300	20400	21800	20500	16200	12500	12800
200	204	212	218	227	234	248	242	197	168	160
224	230	241	250	261	271	288	286	244	219	228
$2,470 \cdot 10^{-3}$	$2,376 \cdot 10^{-3}$	$2,282 \cdot 10^{-3}$	$2,188 \cdot 10^{-3}$	$2,094 \cdot 10^{-3}$	$2,000 \cdot 10^{-3}$	$2,000 \cdot 10^{-3}$	$2,000 \cdot 10^{-3}$	$2,500 \cdot 10^{-3}$	$3,000 \cdot 10^{-3}$	$3,000 \cdot 10^{-3}$
329	346	373	400	423	478	541	496	399	314	307
553	576	614	650	684	749	829	782	643	533	535
826	849	887	923	957	1022	1102	1055	916	806	808

В этих случаях применяются другие способы охлаждения стенок камеры двигателя или предохранения их от преждевременного прогорания.

Как уже указывалось, наиболее часто применяются следующие способы защиты стенок камеры двигателя.

1. Внутреннее охлаждение ЖРД.
2. Смешанное охлаждение ЖРД.
3. Защита стенок камеры двигателя от прогорания с помощью покрытий или путем аккумуляции тепла.

Внутреннее охлаждение

При внутреннем охлаждении камеру двигателя предохраняют от прогорания, создавая жидкостную или паровую завесу около стенки. Если при наружном охлаждении задача сводится к тому, чтобы как можно эффективнее отбирать тепло, поступающее в незащищенную стенку, то при внутреннем охлаждении задача состоит в том, чтобы путем создания около стенок слоя газа пониженной температуры или же жидкостной и паровой завесы в значительной степени снизить тепловые потоки, идущие в стенки камеры двигателя.

Снижение температуры газа в пристеночном слое, как уже было сказано, достигается искусственным обогащением горючим пристеночного слоя.

Защитная жидкостная завеса создается путем непрерывной подачи через пояса отверстий (или кольцевую щель) жидкости, которая под действием быстро движущегося потока газа растекается по стенкам камеры сгорания и сопла, предохраняя их от раскаленных газов.

Пояса отверстий для подачи жидкости могут быть расположены как в головке камеры двигателя, так и в цилиндрической и сопловой части камеры.

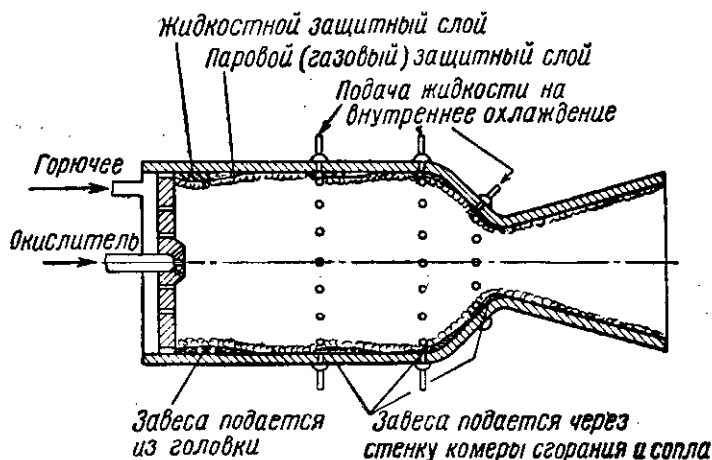
Если на внутреннее охлаждение подается жидкость, то под воздействием сильных тепловых потоков она испаряется и над слоем жидкости создается защитный слой из паров жидкости. Таким образом, получается как бы два защитных слоя: пара и жидкости. Вдали от места подачи жидкость испаряется, но защитный слой пара, остающийся у стенки, еще предохраняет на некотором участке стенку от прогорания.

В качестве охлаждающей жидкости можно подавать воду или горючее, на котором работает ЖРД.

Защитное действие пленки жидкости или газа схематично можно представить следующим образом (фиг. 91).

Тепло от горячих продуктов сгорания отдается не непосредственно металлической стенке, а защитной пленке и расходуется на нагревание и испарение пленки, а также на перегрев пленки пара, получающегося при кипении жидкости. Кроме того, пленка жидкости, обладающая отражающими свойствами, может играть роль экрана, защищающего стенку камеры двигателя от воздействия лучистых тепловых потоков.

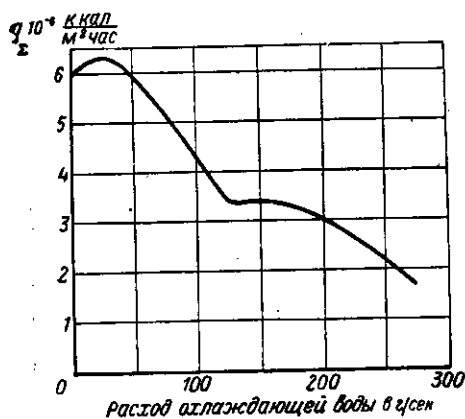
На фиг. 92 приведены опытные данные по изменению теплового потока в критическом сечении камеры двигателя в зависи-



Фиг. 91. Внутреннее охлаждение камеры двигателя.

мости от расхода воды, подаваемой для внутреннего охлаждения у входа в сопловую часть¹.

Большой недостаток внутреннего охлаждения состоит в том, что компонент топлива, дополнительно поступающий в камеру для внутреннего охлаждения, не участвует полностью в процессе сгорания и общая удельная тяга ЖРД с внутренним охлаждением меньше, чем удельная тяга ЖРД с наружным охлаждением.



Фиг. 92. Влияние внутреннего охлаждения на величину теплового потока.

наты, если камеру сгорания и сопло изготовить из пористого материала. В этом случае жидкость поступает через очень малые

Большие трудности при организации внутреннего охлаждения состоят в создании непрерывного защитного слоя на всей поверхности камеры сгорания ЖРД. Очевидно, чем ближе находятся пояса внутреннего охлаждения, тем легче организовать непрерывную пленку.

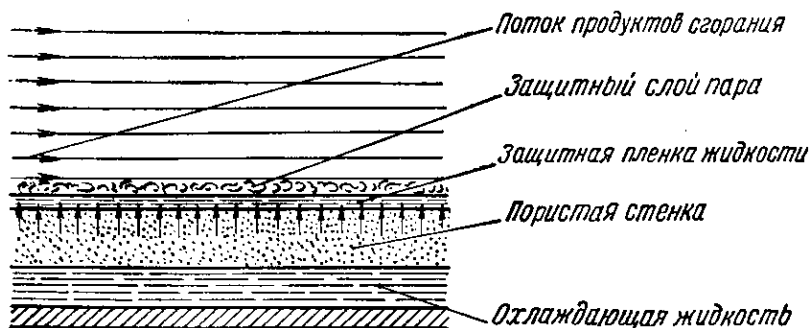
Наилучшие условия внутреннего охлаждения будут достигнуты,

¹ И. Боден, Г. Зейферт, М. Милс и М. Саммерфилд, Некоторые проблемы теплопередачи и охлаждения ракетных двигателей, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 3 (9). Издательство иностранной литературы, 1952.

отверстия равномерно по всей поверхности камеры сгорания и сопла (фиг. 93)¹.

Однако крупным недостатком имеющихся пористых материалов является их малая прочность. Ввиду этого камеры двигателя пришлось бы делать толстыми и тяжелыми. Вторым недостатком пористых материалов является то, что при работе двигателя поры материала могут быстро засоряться.

На фиг. 94 приведены экспериментальные данные по охлаждению пористой стенки путем подачи через поры холодного воздуха. Как видно из этих данных, при хорошей организации внутреннего охлаждения, которую обеспечивает пористый материал, для со-



Фиг. 93. Схема пористого охлаждения.

дания надежной завесы требуется очень незначительное количество охлаждающей жидкости.

Точного метода расчета внутреннего охлаждения пока нет. Можно весьма приближенно считать, что если пленка создана, то тепловой поток расходуется на нагрев и испарение ее, а также на перегрев пара жидкости до температуры продуктов сгорания. В этом случае пленка воспринимает следующее количество тепла

$$\sum_{i=1}^{i=n} q_{2i} f_i = c G_{пл} (T_s - T_{ж}) + G_{пл} r + c_p G_{пл} (T_2 - T_s), \quad (\text{VII. 62})$$

- где c — теплоемкость охлаждающей жидкости в $\text{ккал/кг}^\circ\text{C}$;
 r — теплота парообразования охлаждающей жидкости в ккал/кг ;
 $T_{ж}$ — температура охлаждающей жидкости на входе в завесу в $^\circ\text{абс}$;
 T_s — температура кипения охлаждающей жидкости при давлении в камере в $^\circ\text{абс}$;

¹ И. Боден, Г. Зейферт, М. Милс и М. Саммерфилд, Некоторые проблемы теплопередачи и охлаждения ракетных двигателей, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 3 (9), Издательство иностранной литературы, 1952.

c_p — теплоемкость в ккал/кг $^{\circ}$ C перегретых паров охлаждающей жидкости при постоянном давлении, взятая при

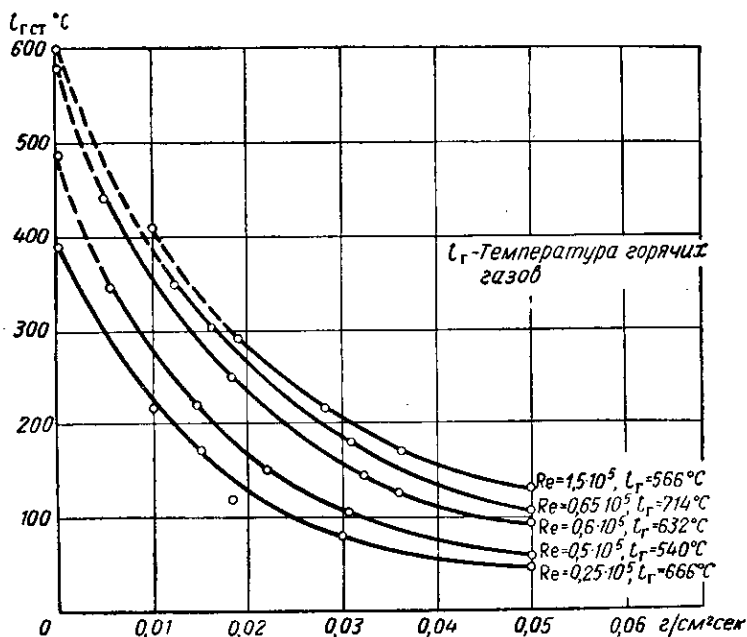
$$T_{cp} = \frac{T_2 + T_s}{2};$$

$G_{пл}$ — количество охлаждающей жидкости, идущей на создание пленки, в кг/час.

Из формулы (VII.62) необходимый расход охлаждающей жидкости для обеспечения защиты стенок будет равен

$$G_{пл} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} q_{\Sigma i} f_i}{c(T_s - T_{ж}) + r + c_p(T_2 - T_s)}. \quad (\text{VII.63})$$

Основное затруднение при использовании этой формулы состоит в том, что величина суммарного удельного теплового пото-



Фиг. 94. Экспериментальные данные по теплопередаче в пористую стенку.

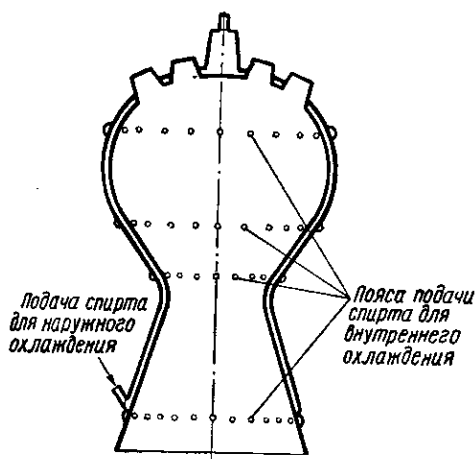
ка q_{Σ} неизвестна. Конечно, он не равен суммарному тепловому потоку, который шел бы в стенке камеры двигателя при отсутствии пленки, так как при наличии пленки коэффициент теплоотдачи от горячих продуктов сгорания к пленке не будет таким, каким он был бы при отсутствии пленки.

Кроме того, существенно изменятся температуры газа и пленки, от величины которых зависит передача тепла в стенки камеры.

Грубо приближенно, завышая тепловые потоки, считают, что q_z равен тепловому потоку, идущему в стенку при отсутствии пленки.

Смешанное охлаждение

Смешанным называется одновременное охлаждение камеры как путем снятия тепловых потоков охлаждающей жидкостью, протекающей в рубашке охлаждения, так и путем подачи защитной завесы по всей длине камеры или в наиболее опасных местах ее. Обычно наиболее опасная зона — входная и критическая часть сопла.



Фиг. 95. Пояса охлаждения в камере двигателя ракеты А-4.

Примером ЖРД со смешанным охлаждением является камера двигателя ракеты А-4 (фиг. 95).

К ЖРД со смешанным охлаждением относятся также и ЖРД, в которых пояс подачи топлива для защиты стенок от горячих продуктов сгорания расположен на периферии головки, например камеры двигателей БМВ и Р-3395.

Ориентировочный расчет двигателя со смешанным охлаждением проводим в следующем порядке.

1. Подсчитываем тепловые потоки q_z в стенки камеры двигателя при отсутствии завесы по способу, описанному в § 41.

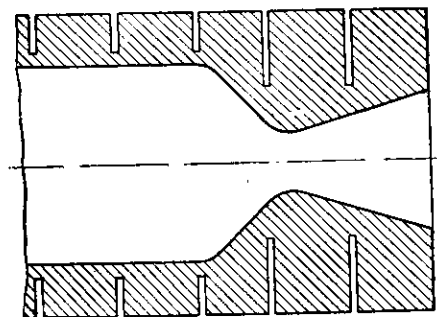
2. Зная расход охлаждающей жидкости на завесу, ориентировочно задаемся длиной эффективного действия защитной пленки¹. Определяем, какое количество тепла идет на нагрев и испарение пленки и на перегрев пара.

¹ Вообще завеса, поданная даже из головки, влияет на интенсивность теплообмена вдоль всей камеры сгорания до среза сопла.

3. Вычитаем из q_2 , полученного в п. 1, долю тепла, снимаемого завесой на участке эффективного действия завесы, и по полученным тепловым потокам считаем наружное охлаждение.

Защита стенок камеры двигателя от прогорания с помощью покрытий или путем аккумуляции тепла

Весьма эффективным может явиться способ защиты стенок ЖРД от прогара с помощью защитных покрытий стенок с огневой стороны жароупорной керамикой. Так, например, К. Э. Цнолковский предлагал обкладывать внутренние стенки камеры двигателя графитом, вольфрамом или другими жароупорными материалами.

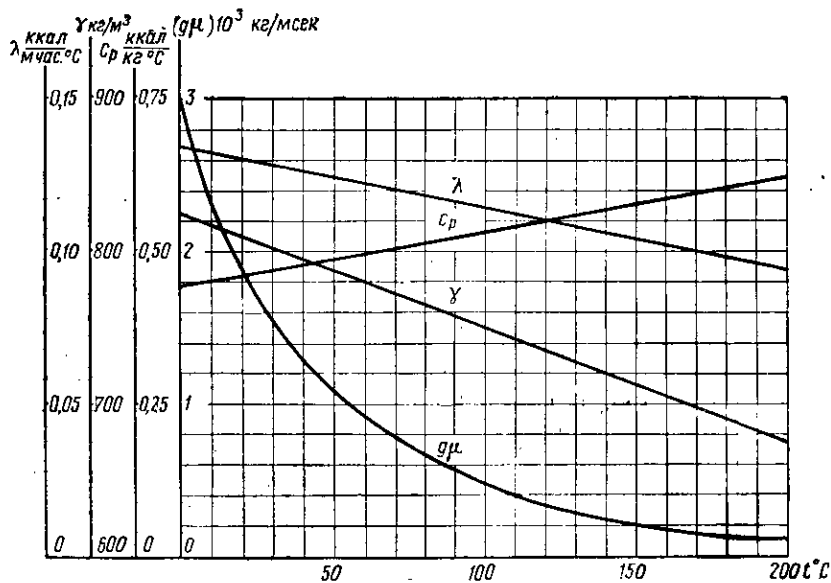


Фиг. 96. Схема камеры двигателя с аккумуляцией тепла.

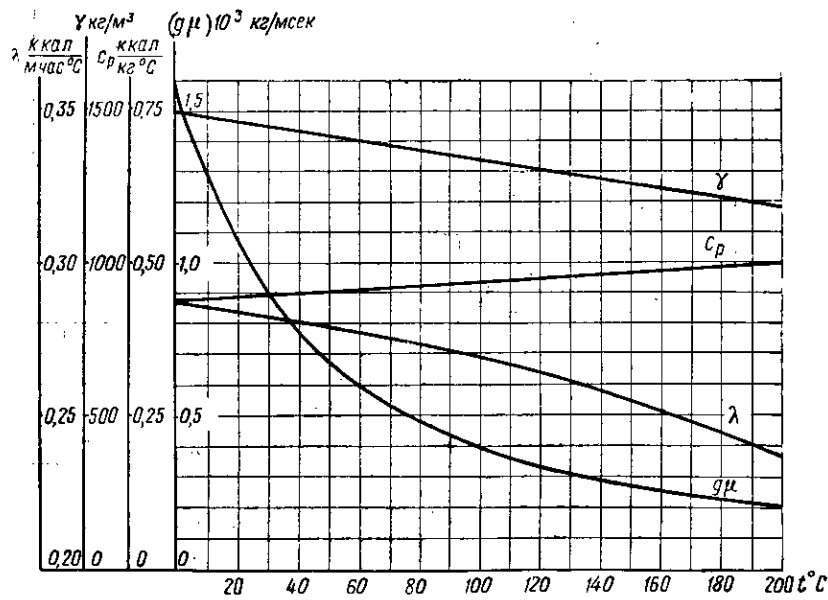
Этот способ защиты пока связан с большими технологическими трудностями, так как очень сложно сохранить прочность такого покрытия. Однако известны двигатели с подобной защитой стенок. Так, например, двигатель «Шмиддинг» имеет в сопловой части вставку из жароупорного материала.

В ЖРД очень кратковременного действия (до 7 сек.) камеры двигателя для предохранения от прогара делают с очень толстыми стенками из весьма теплопроводного материала. Тепловой поток, поступающий в стенки камеры, благодаря хорошей теплопроводности быстро поглощается и распространяется по всей массе металла и таким образом как бы аккумулируется в стенках камеры. На фиг. 96 схематически изображена камера двигателя с аккумуляцией тепла.

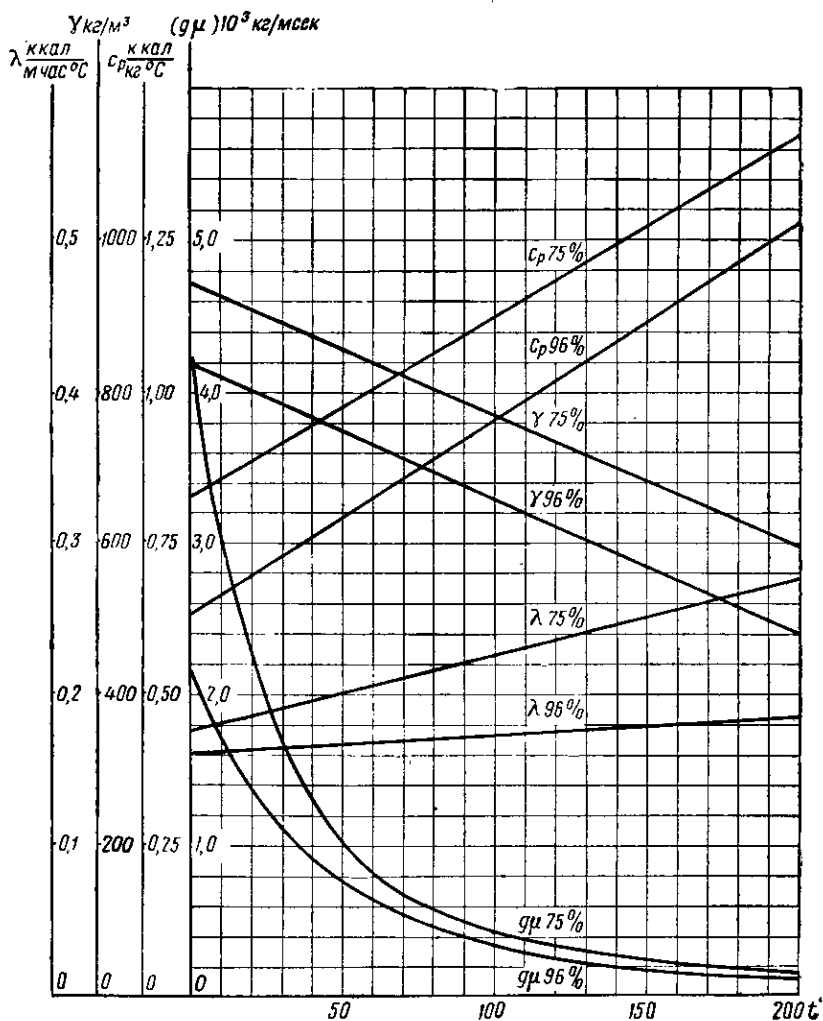
Имеются также проекты ЖРД кратковременного действия, в которых стенки камеры двигателя делают из неохлаждаемого толстого прочного металла. При работе внутренняя часть стенки камеры плавится и смывается потоком. Такой ЖРД, очевидно, может работать некоторое время до тех пор, пока толщина стенки камеры не уменьшится настолько, что она потеряет свою прочность.



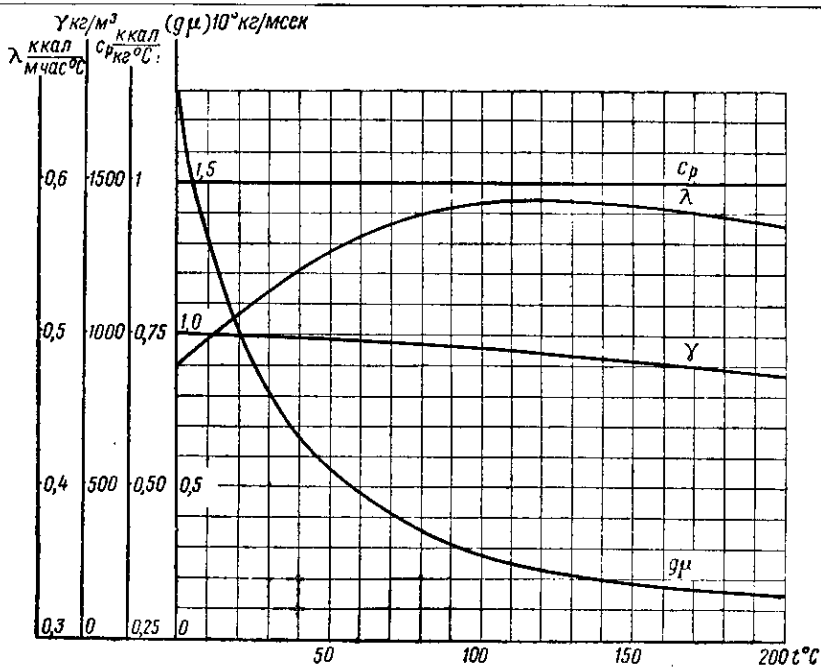
Фиг. 97. Физические константы керосина.



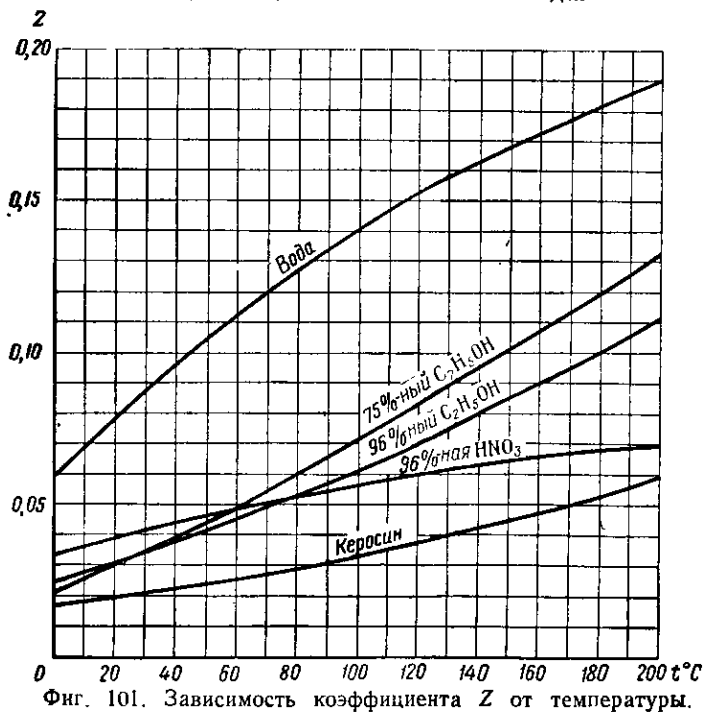
Фиг. 98. Физические константы азотной кислоты.



Фиг. 99. Физические константы спирта.



Фиг. 100. Физические константы воды.



Фиг. 101. Зависимость коэффициента Z от температуры.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. Какие основные виды передачи тепла Вы знаете?
 2. Что называется удельным тепловым потоком?
 3. Как происходит передача тепла путем конвекции?
 4. Что такое массовая скорость?
 5. Дайте определение коэффициента теплопроводности и коэффициента теплоотдачи.
 6. Укажите основные особенности лучистого теплообмена в газах?
 7. Как происходит передача тепла в камере ЖРД?
 8. Укажите основные особенности теплообмена в ЖРД?
 9. Как изменяется $T_{г.ст}$ и $T_{ж.ст}$ с увеличением скорости движения охлаждающей жидкости при наружном охлаждении?
 10. Как изменяется $T_{г.ст}$ и $T_{ж.ст}$ при увеличении коэффициента теплопроводности материала стенки камеры двигателя?
 11. Как влияют давление и температура в камере сгорания на тепловой поток в стенки камеры двигателя?
 12. Опишите основные схемы наружного охлаждения.
 13. Какие формы охлаждающих трактов Вы знаете?
 14. Какие виды охлаждения ЖРД Вы знаете?
 15. Что называется внутренним и смешанным охлаждением?
 16. В чем заключаются недостатки внутреннего охлаждения?
-

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

По элементам конструкции жидкостный ракетный двигатель делится на *камеру двигателя* и *систему подачи*. В некоторых двигателях имеется также отдельная *силовая рама*.

Камера двигателя — это основной агрегат жидкостного ракетного двигателя, в котором осуществляется сжигание топлива и преобразование тепловой энергии образующихся газов в кинетическую энергию для непосредственного получения реактивной силы.

Система подачи — это совокупность устройств и механизмов, необходимых для осуществления подачи топлива в камеру двигателя. Она включает в себя также арматуру, обеспечивающую запуск, остановку и правильное действие двигателя в период его работы.

Силовая рама необходима для передачи силы тяги на корпус ракеты и правильной установки двигателя относительно корпуса ракеты.

Расчет сгорания и истечения в двигателе дает возможность определить только основные размеры сопла двигателя, удельную тягу и расход топлива. Все остальные размеры, а также конструктивные формы камеры двигателя и системы подачи определяются при рабочем проектировании ЖРД.

При проектировании двигателя надо стремиться выполнить следующие основные требования:

1. Обеспечение качественного протекания теплового процесса в камере двигателя.
 2. Высокое весовое совершенство ЖРД.
 3. Надежность работы ЖРД.
 4. Технологичность конструкции, обеспечивающую возможность массового или крупносерийного производства двигателя.
-

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

По элементам конструкции камера двигателя состоит из головки, камеры сгорания и сопла.

Головка камеры двигателя — это часть камеры ЖРД, в которой расположены устройства, обеспечивающие ввод компонентов топлива в камеру сгорания, распыл, а иногда и воспламенение их при запуске двигателя.

В камере сгорания происходит испарение, смешение и сгорание компонентов топлива.

Соплом камеры двигателя называется часть камеры ЖРД, в которой тепловая энергия газов преобразуется в кинетическую.

Разделение между камерой сгорания и соплом производится условно. Можно принять, что камера сгорания кончается в том сечении, где скорость движения продуктов сгорания приобретает значительную величину. Таким сечением можно считать сечение, площадь которого равна утроенной площади критического сечения.

§ 45. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ЖРД

Особенности процесса сгорания в камере сгорания ЖРД

Процесс сгорания в камере сгорания ЖРД существенно отличается от протекания его в камерах и топках других тепловых машин.

Основными особенностями, отличающими камеру сгорания ЖРД от камер сгорания других тепловых машин, являются следующие.

Первая особенность процесса сгорания в камере ЖРД — высокая тепловая напряженность объема камеры сгорания. Тепловая напряженность (теплонпряженность) объема камеры сгорания или топки измеряется количеством тепла, выделяющимся в единице объема в единицу времени. Обычно теплонпряженность обозначают буквой U и выражают в размерности $\text{ккал/м}^3\text{час}$. В ЖРД ее более удобно выражать в ккал/л сек .

Очевидно, что

$$U \text{ ккал/л сек} = \frac{1}{3,6} \cdot 10^{-6} U \text{ ккал/м}^3 \text{ час.} \quad (\text{VIII. 1})$$

В табл. 23 приведены значения теплонапряженности и давления для топков и камер сгорания различных тепловых машин. Из таблицы видно, что теплонапряженность объема камеры сгорания ЖРД в сотни раз выше, чем у других тепловых машин. Такое большое выделение тепла в единице объема предъявляет особые требования к организации процесса сгорания и смесеобразования в ЖРД.

Таблица 23

Теплонапряженность объема сгорания различных тепловых машин

Наименование тепловой машины	Теплонапряженность		Давление p в $кг/см^2$
	U в $ккал/м^3час$	U в $ккал/лсек$	
Топка стационарной котельной установки	$(0,3 \div 0,6) 10^6$	0,0835—0,167	1
Форсированный трубчатый котел	$(1 \div 3,5) 10^6$	0,278—0,945	1—4,5
Камера сгорания ВРД	$(80 \div 120) 10^6$	22,2—33,3	3—4
Камера сгорания ЖРД	$(1,3 \div 7) 10^8$	500—4700	15—30

Вторая особенность работы камеры сгорания ЖРД состоит в том, что сгорание в камере ЖРД протекает при высоких давлениях.

Из табл. 23 видно, что в камере сгорания современных ЖРД давление достигает значительных величин: порядка 15—30 $кг/см^2$ и более, чего нет в камерах воздушно-реактивных двигателей. Высокие температуры и давления в камере двигателя предъявляют особые требования к жаропрочности материала, из которого она сделана, или к охлаждению ее, так как при этих условиях возникают очень высокие тепловые потоки в стенке камеры.

Третья особенность работы камеры сгорания ЖРД — малое время пребывания τ топлива в камере. Под временем пребывания топлива в камере двигателя понимается средняя величина времени, в течение которого топливо и образовавшиеся из него продукты сгорания находятся в камере. В ЖРД время пребывания топлива в камере сгорания является наименьшим по сравнению с другими тепловыми машинами. Естественно, что для наиболее полного сгорания в малое время необходимо обеспечить очень хорошее смешение компонентов топлива.

Схема протекания процесса сгорания

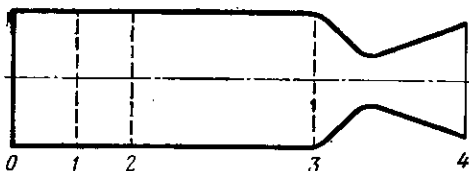
По протеканию процесса сгорания камеру сгорания ЖРД можно разбить на три зоны по длине ее (фиг. 102).

Первая зона (0—1) — зона распыливания компонентов топлива. Она расположена в непосредственной близости к форсунок. Длина этой зоны определяется типом форсунок (см. § 49). Для простых струйных форсунок эта зона имеет большую длину, чем для центробежных форсунок.

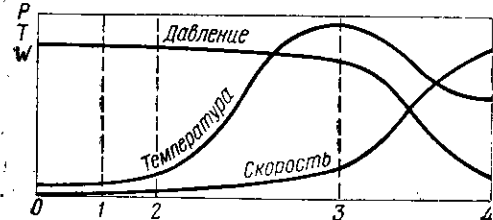
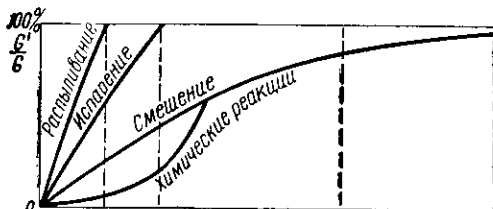
Вторая зона (1—2) — зона подогрева, испарения и смешения топлива. В ней происходит подогрев, испарение и смешение компонентов топлива, частично начинается сгорание.

Третья зона (2—3) — зона сгорания. В этой зоне и протекает сам процесс сгорания. В конце третьей зоны в газовой смеси продуктов сгорания устанавливается термодинамическое равновесие. Участок (3—4) уже относится к соплу двигателя.

Совершенство камеры сгорания определяется коэффициентом



камеры φ_k , оценивающим физическую неполноту сгорания. Основными факторами, влияющими на полноту сгорания, являются:



Фиг. 102. Схема протекания процессов в камере двигателя.

$\frac{\sigma'}{\sigma}$ — относительное количество распыленного, или испаренного, или смешанного, или прореагировавшего топлива.

во-первых, качество распыла и смесеобразования топлива. Оно определяется типом и расположением форсунок в головке камеры, а также формой головки и камеры сгорания. Чем хуже распыл и смесеобразование топлива, тем больше необходимо времени для полного протекания химической реакции, т. е. для полного сгорания;

во-вторых, время, которое может быть отведено для протекания химических реакций сгорания. Оно определяется скоростью газа в камере сгорания, используемым для процессов сгорания объемом камеры сгорания, а также давлением и температурой.

Известное влияние на полноту сгорания оказывают также физико-химические свойства топлива.

§ 46. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЖРД

В настоящее время нет способа расчета объема камеры сгорания, учитывающего действительно происходящие в ней физические и химические явления, поэтому объем камеры сгорания определяют по следующим критериям:

- 1) времени пребывания топлива в камере сгорания;
- 2) приведенной длине камеры сгорания;
- 3) теплонпряженности объема камеры сгорания;
- 4) литровой тяге двигателя.

Рассмотрим расчет камеры сгорания по каждому из этих критериев.

Определение объема камеры сгорания по времени пребывания топлива в камере

В § 45 было показано, что основным фактором, влияющим на полноту сгорания топлива при данном смесеобразовании, является время пребывания его в камере сгорания. Поэтому и расчет объема камеры сгорания наиболее правильно производить, используя эту величину.

Истинное время пребывания топлива и его продуктов сгорания в камере можно вычислить по следующему соотношению:

$$\tau' = \frac{V_{\kappa}}{Gv_{\text{ср}}} \text{ сек.}, \quad (\text{VIII. 2})$$

где G — расход топлива в кг/сек ;

$v_{\text{ср}}$ — некоторый средний удельный объем продуктов в камере сгорания в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Очевидно, что $Gv_{\text{ср}}$ есть объем газа, образующегося в камере сгорания в единицу времени $V_{\text{сек}}$.

Средний удельный объем $v_{\text{ср}}$ больше, чем удельный объем жидкого топлива и меньше, чем удельный объем продуктов сгорания v_2 .

Так как точное определение среднего удельного объема $v_{\text{ср}}$ в настоящее время невозможно, то при расчетах камер сгорания истинное время пребывания τ' заменяется условной величиной τ , которая рассчитывается по формуле (VIII. 2), если в ней средний удельный объем $v_{\text{ср}}$ заменить величиной удельного объема продуктов сгорания v_2 , который определяется из теплового расчета двигателя.

Так как величина $v_2 > v_{\text{ср}}$, то рассчитанное таким образом τ будет меньше истинного времени пребывания топлива и продуктов сгорания в камере. Однако величина τ и истинное время пребывания находятся между собой в определенном соотношении. Поэтому величина τ и используется для расчета объема камеры сгорания.

Найдем выражение для времени пребывания τ , заменяя величину $v_{\text{ср}}$ через v_2 . Применяя уравнение состояния к образующемуся в камере сгорания газу, получим

$$p_2 V_{\text{сек}} = GR_2 T_2, \quad (\text{VIII. 3})$$

откуда

$$V_{\text{сек}} = Gv_2 = \frac{GR_2 T_2}{p_2} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{VIII. 4})$$

где R_2 в $\text{кгм/кг}^\circ\text{C}$ и T_2 в $^\circ\text{абс.}$ — газовая постоянная и температура продуктов сгорания в камере, которые находятся из теплового расчета;

p_2 — давление в камере сгорания в кг/м^2 .

Подставляя значение Gv_2 из уравнения (VIII.4) в уравнение (VIII.2), получаем

$$\tau = \frac{V_k}{GR_2T_2} p_2, \quad (\text{VIII. 5})$$

откуда

$$V_k = \frac{\tau GR_2T_2}{p_2} M^3. \quad (\text{VIII. 6})$$

Известно, что комплекс параметров $\frac{f_{кр}}{G} p_2$ для данного топлива является величиной постоянной. Следовательно, для данного ЖРД с неизменным $f_{кр}$ величина $\frac{p_2}{G}$ также практически постоянна.

Рассматривая выражение (VIII.5) и пренебрегая незначительным изменением от давления произведения R_2T_2 , мы видим, что для данного топлива и двигателя время пребывания τ не зависит от расхода топлива G , так как при постоянном критическом сечении давление в камере p_2 пропорционально секундному расходу и отношение $\frac{G}{p_2}$ остается постоянным. В таком случае τ зависит только от рода применяемого топлива. Для различных топлив необходимое τ имеет различное значение и должно определяться экспериментально.

Для расчетов можно задаваться величиной $\tau = 0,003 - 0,005$ сек.

Определение объема камеры сгорания по приведенной длине камеры

Приведенной длиной камеры сгорания называется величина

$$l_{пр} = \frac{V_k}{f_{кр}} M, \quad (\text{VIII. 7})$$

где $f_{кр}$ — площадь критического сечения камеры сгорания в m^2 .

Из формулы (VIII.7)

$$V_k = f_{кр} \cdot l_{пр} M^3 \quad (\text{VIII. 8})$$

или в литрах

$$V_k = 10^3 \cdot f_{кр} l_{пр} \text{ л.} \quad (\text{VIII. 9})$$

Значения $l_{пр}$ для ЖРД различны в зависимости от применяемого топлива и колеблются в пределах от 1100 до 4000 мм.

В табл. 24 даны величины приведенной длины камеры сгорания для некоторых двигателей.

Значение $f_{кр}$ берется из термодинамического расчета.

Нетрудно показать, что приведенная длина l и время пребывания τ являются пропорциональными друг другу параметрами.

Величины приведенной длины $l_{пр}$ камер сгорания некоторых жидкостных ракетных двигателей

Наименование двигателя	Топливо	$l_{пр}$ в мм
А-4	Жидкий кислород + спирт (несамовоспламеняющееся)	2990
Вассерфаль	Азотная кислота + тонка (самовоспламеняющееся)	2640
Шметтерлинг	То же	1860
Тайфун	То же	935
Шмиддинг	Газообразный кислород + метиловый спирт (несамовоспламеняющееся)	2320

Действительно, известно, что (см. § 37)

$$\frac{f_{кр}}{G} p_2 = B_n \sqrt{H_u \gamma_{кр}} \quad (\text{VIII. 10})$$

откуда

$$p_2 = \frac{B_n \sqrt{H_u \gamma_{кр}}}{f_{кр}} G. \quad (\text{VIII. 11})$$

Подставляя это значение p_2 в выражение (VIII. 5), получаем

$$\tau = \frac{V_{кр}}{R_2 T_2} \frac{B_n \sqrt{H_u \gamma_{кр}}}{f_{кр}} \quad (\text{VIII. 12})$$

или, так как

$$\frac{V_{кр}}{f_{кр}} = l_{пр},$$

то

$$\tau = l_{пр} \frac{B_n \sqrt{H_u \gamma_{кр}}}{R_2 T_2}. \quad (\text{VIII. 13})$$

Для данного топлива практически можно считать

$$\frac{B_n \sqrt{H_u \gamma_{кр}}}{R_2 T_2} = \text{const.} \quad (\text{VIII. 14})$$

Таким образом, мы видим, что τ и $l_{пр}$ являются пропорциональными величинами.

Расчет объема камеры сгорания ЖРД часто проводят по теплонапряженности и по литровой тяге ЖРД.

Определение объема камеры сгорания по теплонапряженности

Согласно определению, данному в § 45, теплонапряженность определяется выражением

$$U = \frac{G H_u \gamma_{кр}}{V_{кр}} \text{ ккал/л сек,} \quad (\text{VIII. 15})$$

где G — секундный расход топлива в $кг/сек$;

H_u — теплотворная способность топлива в $ккал/кг$;

η_{cr} — коэффициент полноты сгорания;

V_k — объем камеры сгорания ЖРД в $л$;

При предварительных расчетах можно считать равным $\eta_{cr} = 1$.

Величина теплонапряженности U для выполненных ЖРД имеет значение порядка $500—4700$ $ккал/л\ сек$ (см. табл. 29). Задаваясь U и считая $\eta_{cr} = 1$, объем камеры определяют по формуле

$$V_k = \frac{GH_u}{U} \text{ л.} \quad (\text{VIII. 16})$$

Определение объема камеры сгорания по литровой тяге

Литровая тяга P_l — это тяга ЖРД в килограммах, отнесенная к одному литру объема камеры сгорания

$$P_l = \frac{P}{V_k} \text{ кг/л,} \quad (\text{VIII. 17})$$

где P — общая тяга двигателя в $кг$.

Отсюда

$$V_k = \frac{P}{P_l} \text{ л.} \quad (\text{VIII. 18})$$

Величина P_l для выполненных ЖРД изменяется в пределах

$$P_l = 60—300 \text{ кг/л.}$$

Величины тепловой напряженности и литровой тяги связаны между собой. Выразим удельную тягу двигателя через теплотворную способность топлива по формулам (IV. 20), (I. 12) и (VIII. 16). Тогда

$$P_l = \frac{G \sqrt{\frac{2}{gA} H_u \eta_{cr} \eta_p}}{V_k} = \sqrt{\frac{2}{gA} \eta_{cr} \eta_p} \frac{G \sqrt{H_u}}{V_k} = \sqrt{\frac{2}{gA} \eta_{cr} \eta_p} \frac{U}{\sqrt{H_u}}$$

Таким образом, литровая тяга пропорциональна величине $\frac{U}{\sqrt{H_u}}$ и для данного двигателя соотношение между ними остается неизменным.

Анализируя рассмотренные выше четыре критерия для определения объема камеры сгорания, можно сделать следующие выводы. Ни один из критериев не отражает влияния формы камеры сгорания на V_k хотя такое влияние, конечно, имеется. Кроме того, при расчете объема камеры сгорания по критериям не учитывается характер протекания процессов сгорания, зависящий от ряда конструктивных и физико-химических факторов. В этом недостаток всех вышеуказанных критериев.

При подсчете объема камеры сгорания по теплонапряженности необходимый объем камеры сгорания V_k получается тем больше, чем больше секундный расход топлива, а следовательно, чем больше давление в камере сгорания [см. формулу (VIII. 16)]. Ранее было показано, что при постоянном размере критического сечения

время пребывания в камере сгорания при увеличении расхода топлива, а следовательно, и давления, не изменяется. Поэтому в этом случае увеличивать объем камеры не нужно.

Таким образом, теплонапряженность U является критерием, не учитывающим влияние давления на необходимый объем камеры сгорания. Теплонапряженность U и литровая тяга P_L не отражают основной фактор, определяющий полноту сгорания смеси — время, имеющееся на протекание процесса сгорания. Следовательно, эти критерии не могут быть использованы для определения объема V_k без указания величины давления в камере.

Действительно, если рассмотреть данные выполненных двигателей, приведенные в табл. 29, то мы увидим, что имеется очень большой разбег величин U и P_L .

Более правильно определять объем камеры сгорания по приведенной длине $l_{пр}$ или по времени пребывания τ , т. е. по формулам (VIII. 6) и (VIII. 8). Отметим, что в настоящее время и объем камер сгорания ВРД чаще определяется по величине отношения теплонапряженности камеры к давлению в ней, т. е. по величине, пропорциональной τ .

Пример 12. Определить объем камеры сгорания двигателя, работающего на топливе: 96%-ная азотная кислота + керосин, если давление в камере сгорания $p_2 = 23 \text{ кг/см}^2$, расход топлива $G = 10 \text{ кг/сек}$, коэффициент избытка окислителя $\alpha = 0,75$.

Определяем объем камеры сгорания по времени пребывания топлива в камере сгорания.

По данным теплового расчета при $\alpha = 0,75$ и $p_2 = 23 \text{ кг/см}^2$ температура сгорания T_2 в камере равна

$$T_2 = 2853^\circ \text{ абс.}$$

Газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_2 = 35,2 \text{ кгм/кг}^\circ \text{С.}$$

Задаем $\tau = 0,0033 \text{ сек.}$

Объем камеры сгорания находим по формуле (VIII. 6)

$$V_k = \frac{0,0033 \cdot 10 \cdot 35,2 \cdot 2853}{23 \cdot 10^4} = 0,0142 \text{ м}^3.$$

§ 47. ФОРМЫ КАМЕР СГОРАНИЯ

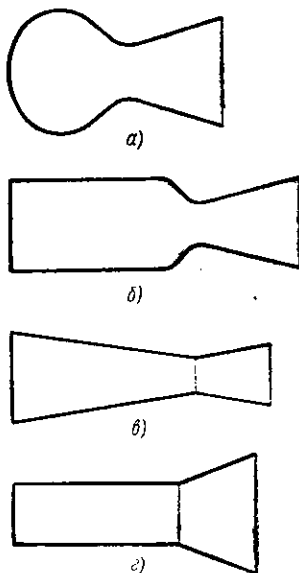
В настоящее время применяются следующие основные формы камер сгорания (фиг. 103):

- а) шарообразная;
- б) цилиндрическая;
- в) коническая.

Рассмотрим достоинства и недостатки камер каждой из этих форм.

Шарообразные камеры сгорания

Шарообразные и близкие к ним грушевидные камеры сгорания имеют следующие достоинства:



Фиг. 103. Формы камер сгорания.

а—шарообразная; б—цилиндрическая; в—коническая; г—полу-тепловое сопло.

1) они имеют наименьшую поверхность камеры сгорания при заданном объеме, что уменьшает вес камеры и облегчает организацию охлаждения;

2) в прочностном отношении такая камера сгорания требует наименьшей толщины стенки, ибо, как известно из курса сопротивления материалов, для шаровой камеры толщина стенки, определяемая допустимыми напряжениями $\sigma_{\text{доп}}$ в ней, равна

$$\delta = \frac{pd}{4\sigma_{\text{доп}}},$$

в то время как для цилиндрической камеры

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma_{\text{доп}}}.$$

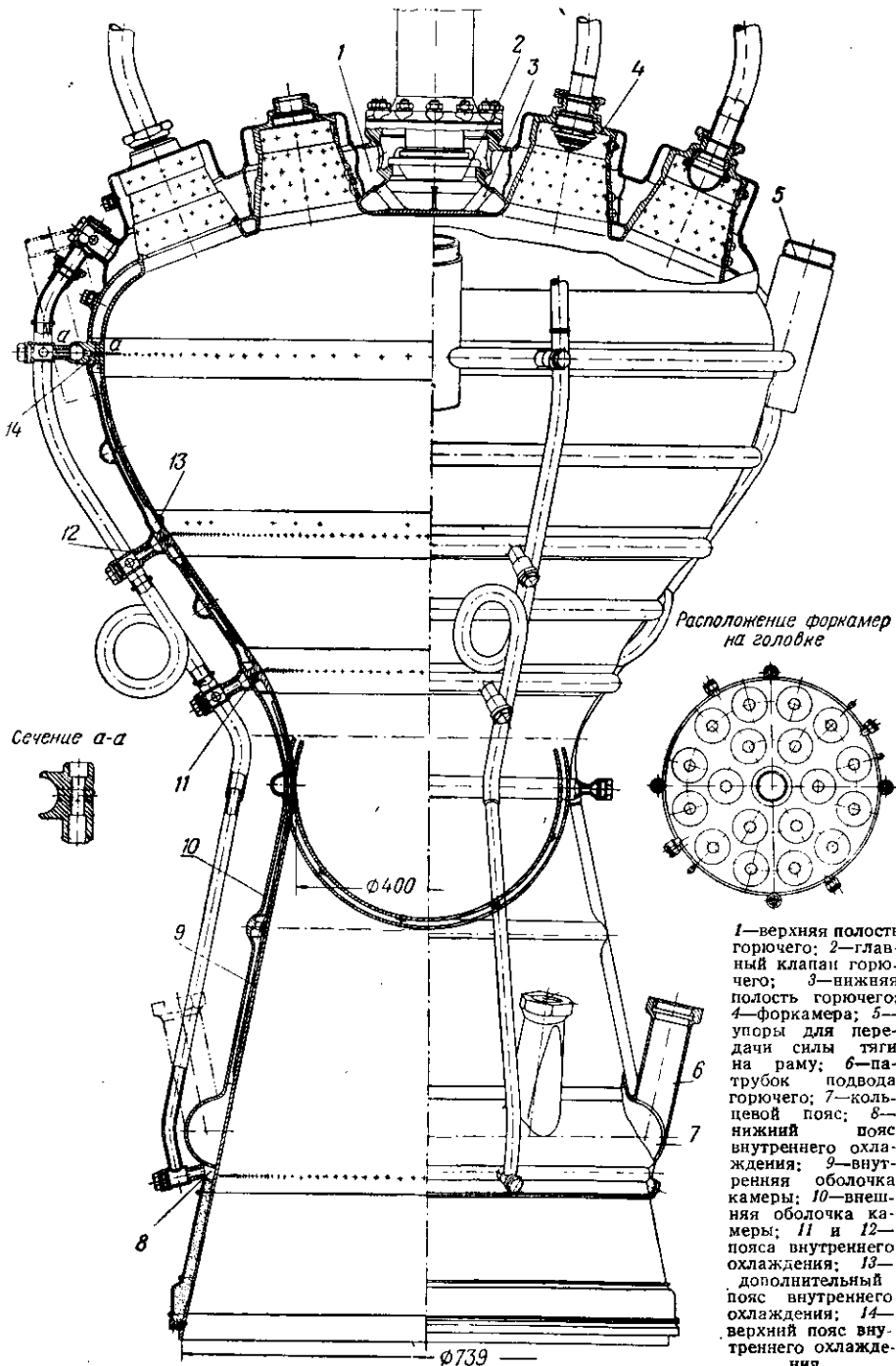
Недостатком шарообразных камер сгорания является сложность технологии их изготовления; кроме того, в шарообразной камере сгорания остается мало места для расположения форсунок, поэтому в головке камеры приходится делать форкамеры, что еще больше усложняет технологию изготовления ее.

Указанные выше преимущества и недостатки шаровых камер обуславливают применение их обычно для ЖРД больших тяг, где объем камеры сгорания достаточно велик и применение форкамер целесообразно и где уменьшение веса камеры за счет применения шарообразной формы достигает существенной величины. Примерами ЖРД с шаровыми и грушевидными камерами сгорания могут служить камеры двигателей ракеты А-4 (фиг. 104), «Вальтер» (фиг. 105) и «Вассерфаль» (фиг. 106).

Камера двигателя ракеты А-4 имеет большие размеры; она выполнена грушевидной формы с шаровой головкой. На шаровой головке технологически сложно размещать форсунки, поэтому подача топлива в камеру осуществляется через 18 форкамер 4, расположенных на головке двумя concentрическими рядами: в первом ряду 6 и во втором ряду 12 форкамер (см. схематичный вид на головку).

Камера двигателя имеет смешанное (внутреннее и наружное) охлаждение. Наружное охлаждение осуществляется горючим — спиртом, который подается по шести патрубкам 6 в кольцевой пояс 7, откуда спирт равномерно поступает в рубашку охлаждения, образованную внешней оболочкой камеры 10 и внутренней оболочкой 9. Зазор в рубашке охлаждения невелик (всего 8 мм), и спирт с повышенными скоростями течет к головке двигателя, интенсивно охлаждая стенки камеры. Горючее, прошедшее рубашку охлаждения, подходит к главному клапану горючего 2, который в закрытом положении перекрывает доступ горючему из нижней полости 3 головки в верхнюю полость 1. Из полости 1 спирт может поступить в форкамеры 4.

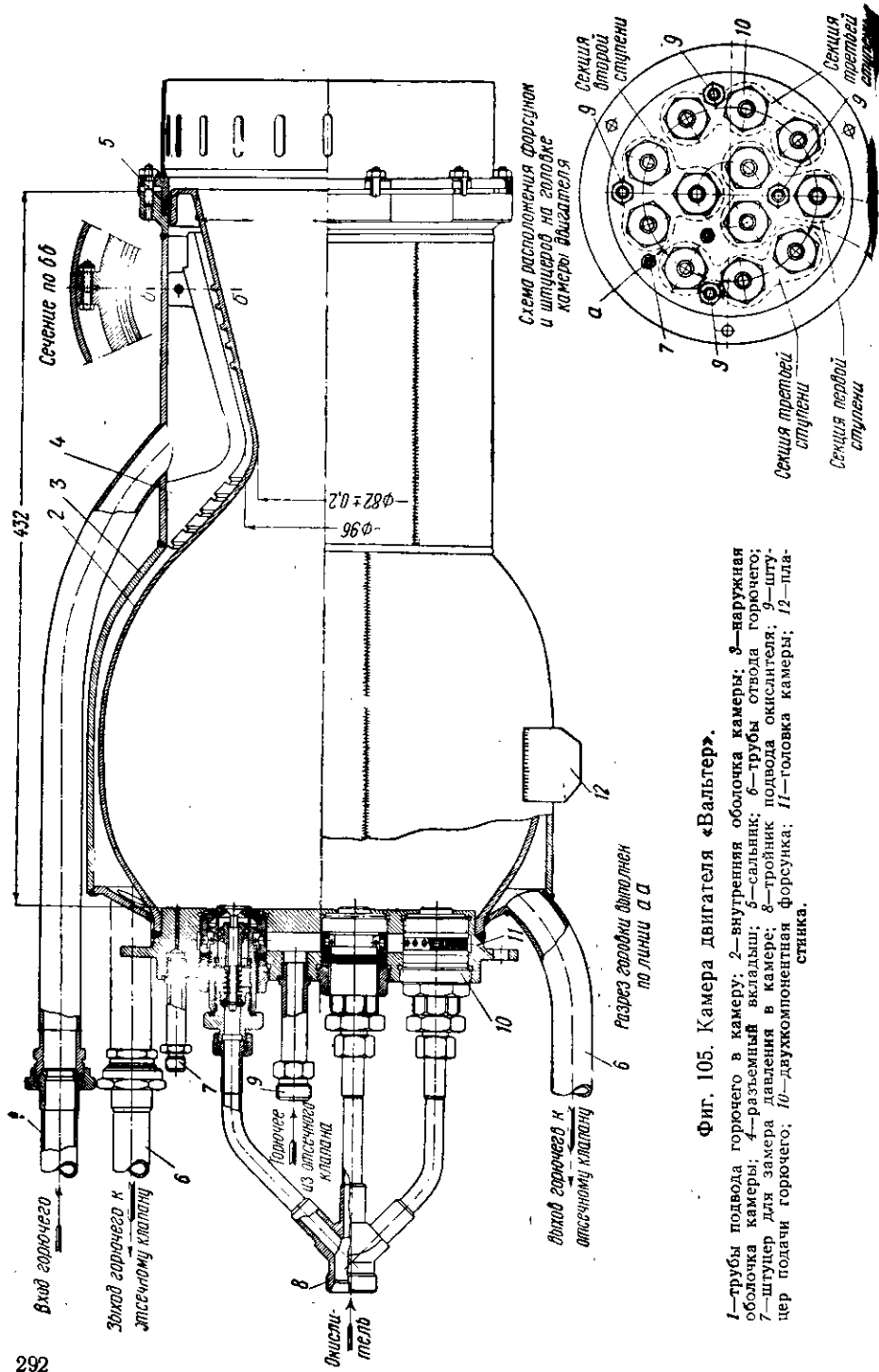
Внутреннее охлаждение двигателя осуществляется путем подачи горючего на огневую поверхность внутренней оболочки через четыре основных пояса охлаждения 8, 11, 12 и 14. Каждый из трех верхних поясов охлаждения представляет собой стальное кольцо, к на-



Расположение форкамер на головке

- 1—верхняя полость горючего; 2—главный клапан горючего; 3—нижняя полость горючего; 4—форкамера; 5—упоры для передачи силы тяги на раму; 6—патрубок подвода горючего; 7—кольцевой пояс; 8—нижний пояс внутреннего охлаждения; 9—внутренняя оболочка камеры; 10—внешняя оболочка камеры; 11 и 12—пояса внутреннего охлаждения; 13—дополнительный пояс внутреннего охлаждения; 14—верхний пояс внутреннего охлаждения.

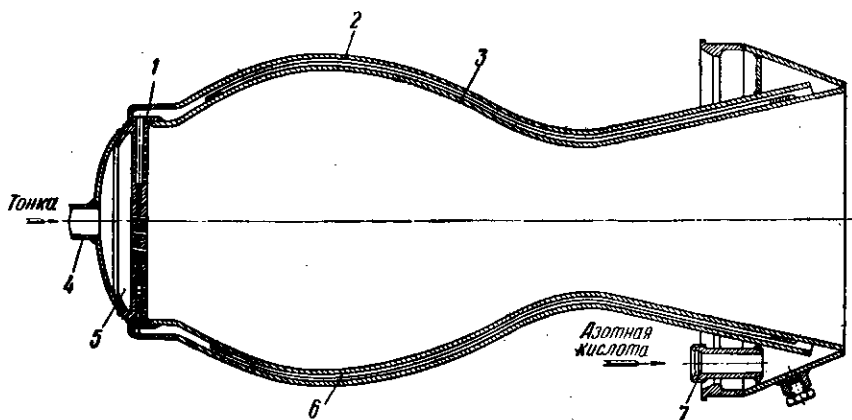
Фиг. 104. Камера двигателя ракеты А-4.



Фиг. 105. Камера двигателя «Вальтер».

1—трубы подвода горючего в камеру; 2—внутренняя оболочка камеры; 3—наружная оболочка камеры; 4—разъемный вкладыш; 5—сальник; 6—трубы отвода горючего; 7—шплицер для замера давления в камере; 8—тройник подвода окислителя; 9—штуцер подачи горючего; 10—двухкомпонентная форсунка; 11—головка камеры; 12—пластина.

ружной полости которого подводится горячее. По большому числу мелких радиальных сверлений горячее поступает на внутреннее охлаждение. Для прохода спирта, текущего по рубашке к головке, в поясах внутреннего охлаждения сделаны продольные сверления, расположенные между мелкими радиальными отверстиями (см. сечение *aa*).



Фиг. 106. Камера двигателя ракеты «Вассерфаль».

1—головка; 2—наружная оболочка; 3—внутренняя оболочка; 4—трубка подвода горячего; 5—полость горячего; 6—дистанционные полоски; 7—штуцер ввода азотной кислоты.

Горячее для внутреннего охлаждения подается в камеру также через дополнительный пояс охлаждения 13. Он состоит из отверстий, выполненных непосредственно во внутренней оболочке 9. Эти отверстия расположены 12-ю группами по три штуки. Поступающее из них горячее предохраняет стенки камеры от мощных струй горящего топлива, вытекающих из 12 форкамер внешнего ряда.

В основные пояса внутреннего охлаждения топливо по четырем параллельным трубам подается из верхней полости головки 1 только тогда, когда открывается главный клапан горячего 2.

Отверстия дополнительного пояса охлаждения 13 заплavляются пробками из легкоплавкого материала. После запуска двигателя и прогрева камеры эти пробки расплавляются и дополнительный пояс внутреннего охлаждения включается в работу.

Нижний пояс внутреннего охлаждения оказывается достаточным для того, чтобы можно было обойтись без внешнего охлаждения, и участок сопла ниже этого пояса внешнего охлаждения не имеет. Конструктивно камера выполнена сварной из большого числа штампованных деталей.

Сила тяги, развиваемая камерой, передается на раму двигателя посредством четырех цилиндрических упоров 5, приваренных к наружному корпусу камеры.

Камера двигателя «Вальтер» (см. фиг. 105) выполнена в виде сварной конструкции. Она имеет плоскую головку 11 с двенадцатью двухкомпонентными форсунками.

Охлажденные камеры производятся горючим, поступающим со стороны сопла в охлаждающий тракт по трубке 1. Для улучшения охлаждения сопловой части в охлаждающем тракте сделаны винтовые каналы на внутренней оболочке 2 и на разъемном вкладыше 4.

Из охлаждающего тракта горючее по трубкам 6 направляется к отсечному клапану и от него через штуцер 9 поступает в головку камеры 11 и дальше — в двухкомпонентные форсунки 10 (описание двухкомпонентной форсунки см. ниже).

Окислитель поступает через тройник 8 в форсунки 10 и из форсунок подается в камеру сгорания.

В нижней части фигуры показана схема расположения форсунок на головке. Пунктиром выделены секции форсунок трех ступеней работы двигателя.

Для возможности компенсации теплового расширения внутренней оболочки 2 в сопловой части камеры сделано подвижное соединение внутренней и наружной оболочек с уплотняющим сальником 5. Пластинки 12 служат для крепления камеры.

Камера двигателя «Вассерфаль» (см. фиг. 106) имеет наружное охлаждение, которое производится путем подачи окислителя (азотной кислоты) через штуцер 7 в охлаждающую рубашку камеры.

Азотная кислота проходит по охлаждающему тракту, выполненному в виде щелевого зазора между наружной 2 и внутренней 3 оболочками камеры. Для обеспечения постоянной величины зазора на всем протяжении камеры к внутренней оболочке 3 приварены продольные дистанционные полоски 6, гарантирующие необходимый минимальный зазор.

Из охлаждающей рубашки окислитель проходит в плоскую головку 1 и через косые сверления поступает в камеру сгорания.

Горючее (тонка) подводится по трубке 4 в полость 5 и оттуда по наклонным сверлениям также поступает в камеру сгорания. Наклонные сверления для горючего и окислителя расположены так, что оси их пересекаются на некотором расстоянии от головки.

Таким образом, двигатель «Вассерфаль» имеет плоскую головку, снабженную струйными форсунками с пересекающимися струями.

Цилиндрические камеры сгорания

Цилиндрическая камера сгорания имеет по всей длине, кроме входной части сопла, форму цилиндра с постоянным диаметром D (см. фиг. 103,б). Главное преимущество цилиндрической камеры сгорания — простота изготовления ее. Двигатели с отъемными сопловой частью и головкой обычно изготавливаются с цилиндрической камерой сгорания.

Недостатки цилиндрических камер сгорания — худшие прочностные свойства по сравнению с шарообразными и большая поверхность охлаждения, затрудняющая организацию охлаждения этих камер.

Цилиндрические камеры сгорания применяются в двигателях малых и средних тяг. Примером ЖРД с цилиндрической камерой

сгорания могут служить камеры двигателей Р-3395 (фиг. 107) и «Шметтерлинг» (фиг. 108).

Камера двигателя Р-3395 состоит из наружного точеного корпуса 3 и внутренней оболочки 8, выполненной в виде цельноточеной детали из алюминиевого сплава. Головка двигателя 2 плоская, со струйными форсунками. Двигатель разборный, поэтому возможна замена внутренней оболочки камеры и головки. Соединение внутренней оболочки и корпуса осуществляется болтами. Уплотнение между камерой и корпусом достигается кольцевыми прокладками 1 и 7.

Двигатель имеет смешанное (внутреннее и внешнее) охлаждение.

Внешнее охлаждение двигателя осуществляется окислителем — азотной кислотой, которая подается в отверстие *a* и попадает в рубашку охлаждения.

Так как тяга двигателя мала и, следовательно, расход окислителя невелик, то для достижения необходимой скорости охлаждающей жидкости приходится устанавливать очень малый зазор в рубашке охлаждения. Это достигается установкой разъемного вкладыша 6, соединенного болтами 9. Зазор между вкладышем и корпусом камеры уплотняется кольцом 5. Пройдя рубашку охлаждения, азотная кислота по штуцеру 4 через отверстие *b* направляется в главный клапан, после чего подается в полость головки.

Горючее поступает в другую полость головки *e* также из главного клапана.

Для внутреннего охлаждения часть горючего из полости *e* через боковые отверстия *г* подается в полость между головкой и внутренней оболочкой камеры, вытекая равномерной пленкой в щелевую щель между этими деталями.

Камера двигателя «Шметтерлинг» (см. фиг. 108) также выполнена в виде разборной конструкции.

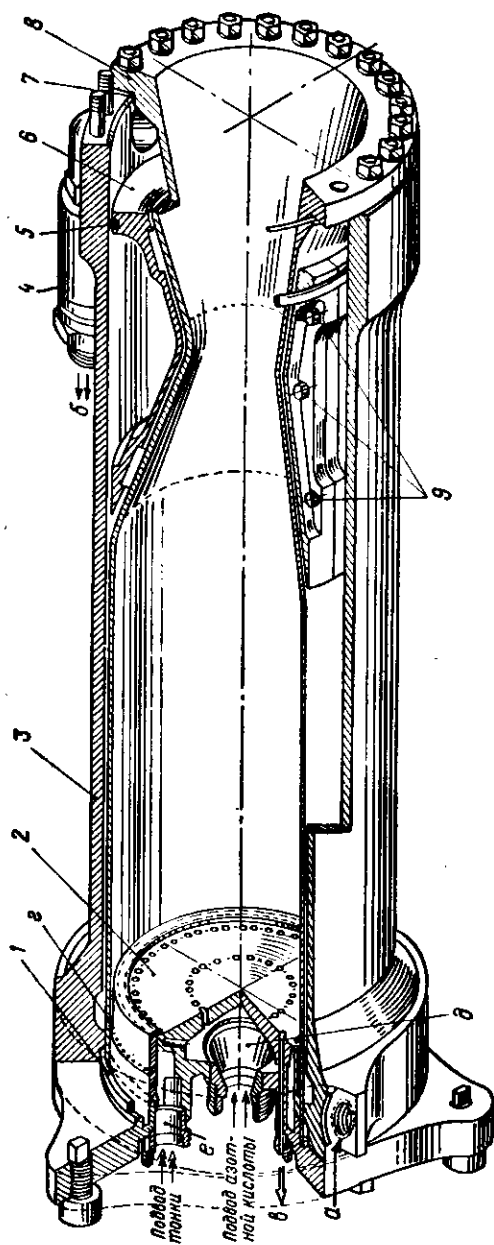
Головка камеры 3 плоская, со струйными форсунками, просверленными в теле головки. Камера сгорания цилиндрической формы. Внутренняя оболочка 5 приварена к головке 3.

Камера имеет наружное охлаждение, осуществляемое с помощью окислителя, который подается через штуцер 20. Охлаждающий тракт выполнен в виде щелевого зазора. В сопловой части камеры для создания тонкой щели установлен разъемный вкладыш 6.

Для получения постоянного величинны зазора, равной 0,8 мм, между вкладышем и внутренней оболочкой камеры поставлена калиброванная проволока 21. Для предохранения от перетекания окислителя, между наружной оболочкой и вкладышем установлено уплотнительное кольцо 19.

Из охлаждающего тракта окислитель поступает в головку и направляется по сверлению к пусковой форсунке 16 и в полость окислителя 11, откуда по сверлениям 14 поступает в камеру сгорания.

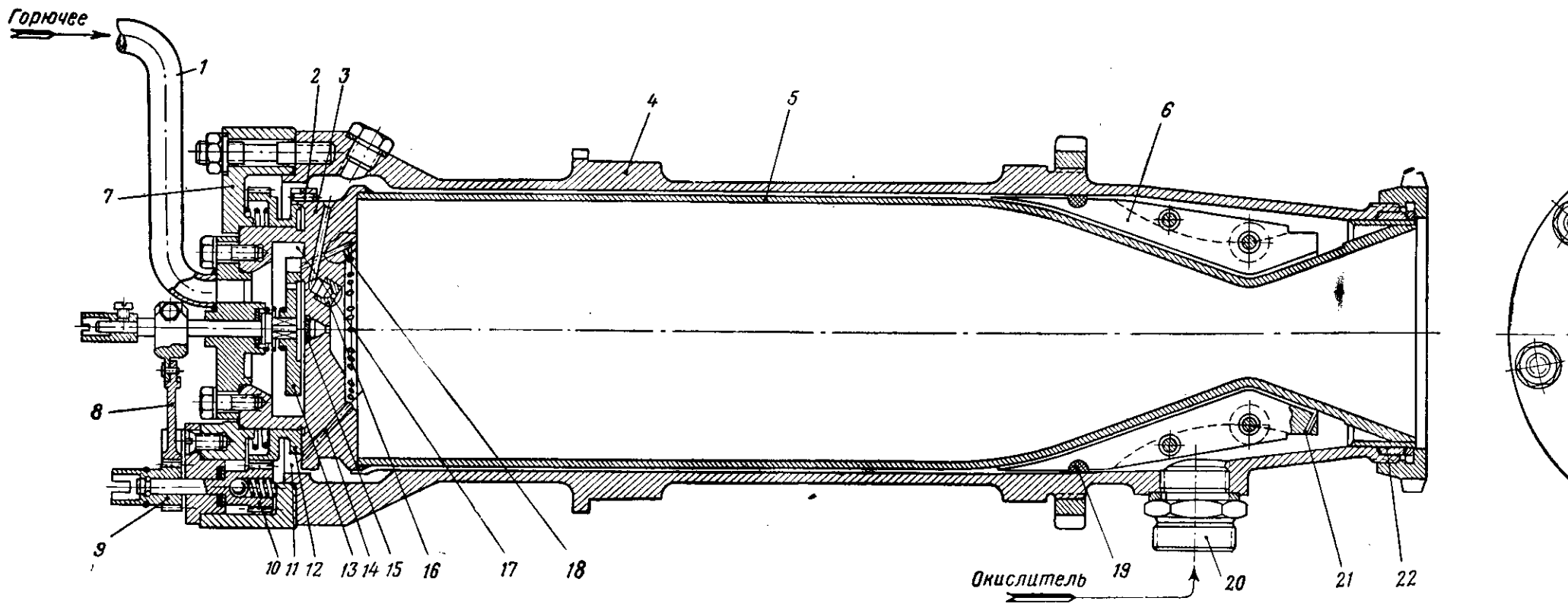
Горючее подается к головке камеры по трубке 1 и идет в



Фиг. 107. Камера двигателя Р-3395.

1—уплотнительное кольцо; 2—головка двигателя; 3—наружный корпус; 4—штуцеры отвода окислителя из рубашки охлаждения; 5—уплотняющее кольцо; 6—разъемный сухой; 7—уплотняющее кольцо; 8—внутренняя оболочка камеры; 9—болты вкладыша;

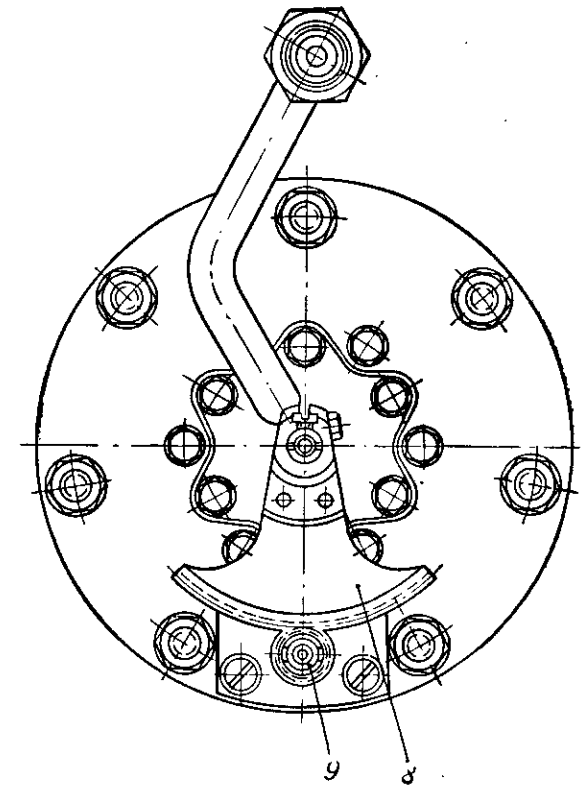
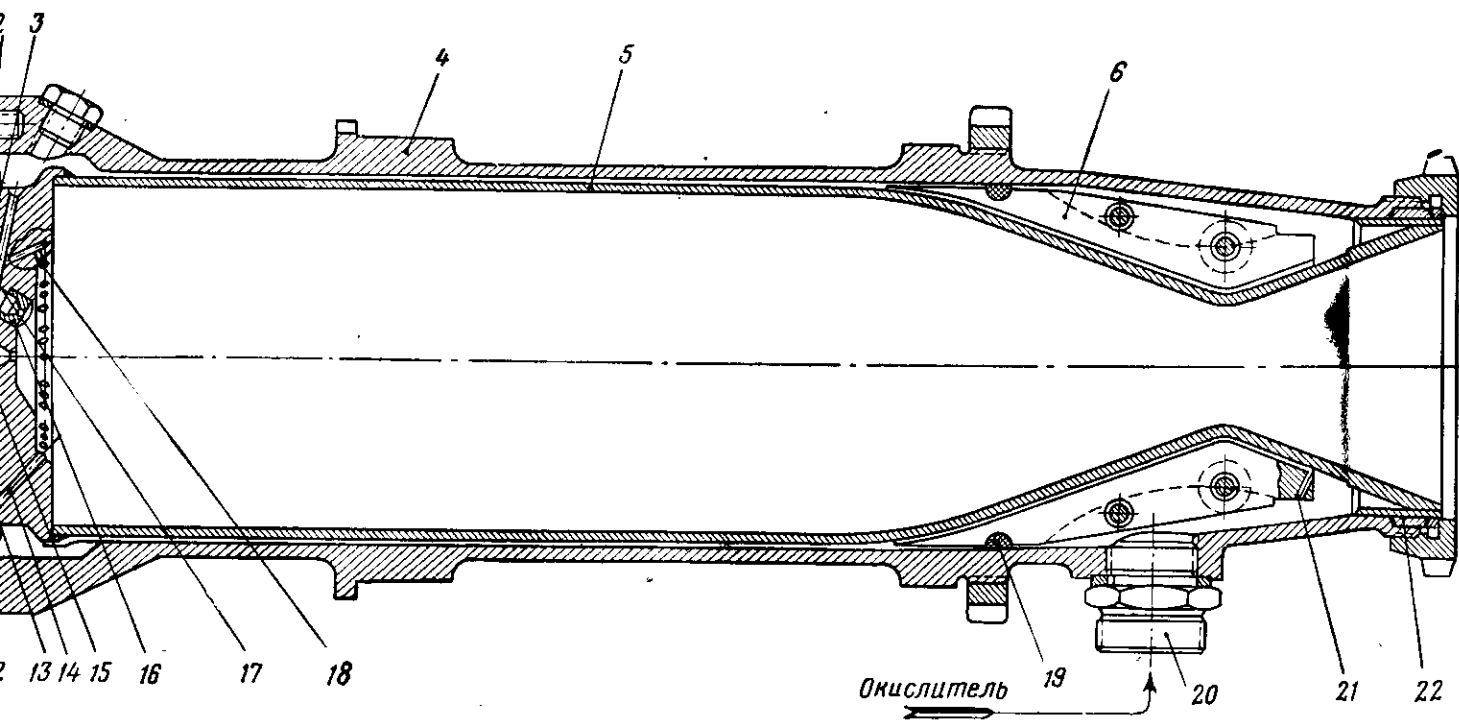
а—подвод окислителя в рубашку охлаждения; б—выход окислителя из рубашки охлаждения; в—замер давления в камере; г—отверстие для подачи горючего на внутреннее охлаждение; д—полость окислителя; е—полость горючего.



Фиг. 108. Камера двигателя ракеты «Шметтерлинг».

1—трубка подвода горючего; 2—стопорный штифт; 3—корпус головки; 4—наружная оболочка; 5—внутренняя оболочка; 6—разъемный вкладыш; 7—крышка головки; 8—зубчатый сектор; 9 и 10—зубчатые колеса; 11—полость окислителя;

12—регулирующий диск; 13—регулирующий диск; 14—сверления форсунок подачи окислителя; 15—запальная форсунка горючего; 16—запальная форсунка окислителя; 17—полость горючего; 18—форсунки подачи горючего; 19—уплотнительное кольцо; 20—штуцер; 21—проволока; 22—сальник.



Фиг. 108. Камера двигателя ракеты «Шметтерлинг».

1—трубка подвода горючего; 2—стойкий штифт; 3—корпус головки; 4—наружная оболочка; 5—внутренняя оболочка; 6—разъемный вкладыш; 7—крышка головки; 8—зубчатый сектор; 9 и 10—зубчатые колеса; 11—полость окислителя;

12—регулирующий диск; 13—регулирующий диск; 14—сверления форсунок подачи окислителя; 15—запальная форсунка горючего; 16—запальная форсунка окислителя; 17—полость горючего; 18—форсунки подачи горючего; 19—уплотнительное кольцо; 20—штуцер; 21—проволока; 22—сальник.

Г. Б. Снярсов и М. В. Добровольский

полость горючего 17. Отсюда горючее поступает к запальной форсунке 15 и по сверлениям — к струйным форсункам 18.

В головке камеры имеется также устройство для регулирования расхода компонентов в зависимости от числа M . Это устройство работает следующим образом. При изменении числа M скорости полета вращение от регулятора передается на зубчатые колеса 9 и 10. При повороте этих зубчатых колес вращение передается на регулирующий диск с выступами 12 и через сектор 8 — на регулирующий диск 13. При этом выступы дисков 12 и 13 закрывают или открывают часть отверстий, подающих компоненты к форсункам 14 и 18, вследствие чего подача компонентов уменьшается или увеличивается.

Для предохранения схода сектора 8 с зубчатого колеса 9 на диске 12 имеется паз, в который входит стопорный штифт 2. Подвод компонентов к запальным форсункам 15 и 16 всегда открыт независимо от положения регулирующих дисков. Для компенсации теплового расширения внутренней оболочки 5 в сопловой части камеры сделано подвижное соединение с сальником 22.

Цилиндрические камеры сгорания с приблизительно постоянным по длине давлением иногда называются *изобарическими камерами*. К ним следует относить камеры, у которых отношение площади поперечного сечения камеры сгорания $f_{к.с}$ к площади поперечного сечения критического сечения $f_{кр}$ больше трех.

Это отношение называют обычно безразмерной площадью камеры сгорания. Если значение $\frac{f_{к.с}}{f_{кр}} < 3$, то при сгорании в камере происходит значительное увеличение скорости по ее длине. Давление по длине камеры сгорания согласно уравнению Бернулли падает, вследствие чего такие камеры уже нельзя относить к изобарическим камерам сгорания. Часто камеры сгорания с $\frac{f_{к.с}}{f_{кр}} < 3$ называют скоростными. В пределе, когда $\frac{f_{к.с}}{f_{кр}} = 1$, камера двигателя носит название *полутеплового сопла* (см. фиг. 103,з).

Конические камеры сгорания

У конических камер сгорания (см. фиг. 103,в) по существу вся камера является входной частью сопла. Преимущество их в максимальной простоте изготовления.

Недостатком конических камер сгорания является пониженная по сравнению с шарообразными и цилиндрическими камерами удельная тяга $P_{уд}$.

Пониженная удельная тяга у конических камер сгорания получается по следующим причинам:

1) в конических камерах происходит разгон продуктов сгорания по длине камеры, а следовательно, и падение давления по длине камеры. Вследствие этого превращение тепловой энергии в работу расширения становится менее полным;

2) в конических камерах зоны распыливания и смешения компонентов и зона испарения топлива занимают относительно к объему камеры сгорания большую долю, чем в шарообразных и цилиндрических камерах. Вследствие этого зона сгорания занимает относительно меньший объем, процесс горения не успевает заканчиваться, поэтому конические камеры обычно имеют худший коэффициент камеры φ_k . Конические камеры сгорания делают там, где в первую очередь нужна простота конструкции.

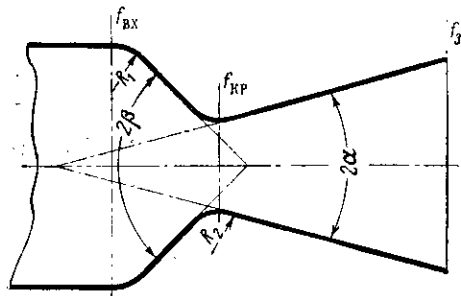
Рассмотрев основные формы камер сгорания, можно сделать следующие выводы:

- камеры сгорания двигателей больших тяг целесообразнее всего делать шарообразными и грушевидными;
- камеры сгорания двигателей средних тяг и двигателей много-разового действия лучше делать цилиндрической формы;
- камеры сгорания двигателей средних тяг одноразового действия и камеры сгорания двигателей малых тяг можно делать конической формы.

§ 48. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОПЛА КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Основные требования к конструкции сопла

В сопле камеры двигателя происходит расширение и разгон продуктов сгорания. От того, как спроектировано сопло, зависит коэффициент сопла φ_c , а следовательно, скорость истечения из сопла w_3 и удельная тяга двигателя.



Фиг. 109. Сопло камеры сгорания ЖРД.

Из теплового расчета двигателя определяются только величины критического сечения $f_{кр}$ и выходного сечения сопла f_3 . При проектировании камеры сгорания определяется также входное сечение сопла $f_{вх}$ (см. фиг. 109).

Однако другие важные размеры сопла, определяющие форму и его конструктивные размеры (в частности, длина сопла и углы его входной и выходной части), термодинамическим расчетом не могут быть установлены.

Выбор этих размеров сопла производится при проектировании, с учетом того, чтобы возможно более полно удовлетворялись следующие основные требования, предъявляемые к соплу:

1. Сопло должно иметь возможно больший коэффициент сопла φ_c .
2. Поверхность стенок сопла при заданных размерах $f_{кр}$ и f_3 должна быть наименьшей. Так же как и в случае расчета камеры, выполнение этого требования облегчает организацию охлаждения сопла и уменьшает его вес.

3. Конструкция и технология изготовления сопла должны быть возможно более простыми.

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

Потери в сопле и способы уменьшения их

Потери в сопле бывают четырех видов.

1. Потери на трение газа о стенки сопла. Для уменьшения этих потерь необходимо делать поверхность сопла возможно более гладкой. Очевидно также, что чем меньше при данных размерах $f_{тр}$ и f_3 поверхность сопла (т. е. его длина), тем меньше будут и потери на трение.

2. Потери на входе, зависящие от формы входной части сопла. Эти потери уменьшаются, если вход в сопло выполняется плавным. По сравнению с другими видами потерь в сопле они невелики.

3. Потери на рассеивание скорости при выходе из сопла.

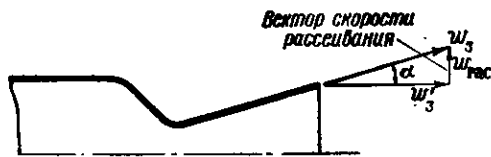
Вектор скорости изменяет свое направление по сечению сопла; на кромке сопла скорость w_3 направлена вдоль стенки, т. е. отклоняется от направления оси двигателя.

Как известно из вывода уравнения тяги двигателя, реактивная сила возникает только за счет изменения количества движения потока газов вдоль оси двигателя, т. е. только за счет составляющих скорости, параллельных оси двигателя w_3' (фиг. 110).

Составляющая скорости рассеивания $w_{рас}$, направленная по радиусу, не дает никакого прироста к тяге двигателя. Таким образом, энергия, пошедшая на создание составляющей скорости $w_{рас}$, является потерянной энергией. В этом и состоит потеря на рассеивание скорости.

Величина потерь на рассеивание определяется величиной угла конуса сопла на выходе 2α . Для уменьшения потерь на рассеивание необходимо уменьшить угол раскрытия сопла на выходе 2α , вследствие чего уменьшится величина составляющей скорости $w_{рас}$.

Учет потерь на рассеивание можно производить путем введения поправочного коэффициента к скорости истечения $\varphi_{рас}$. Тогда средняя скорость истечения w_3' записывается в виде



Фиг. 110. Потери в сопле на рассеивание скорости.

$$w_3' = w_3 \varphi_{рас}$$

Поправка представляет собой отношение количества движения потока газов вдоль оси двигателя в сопле с углом расширения 2α к количеству движения газов в идеальном сопле, в котором газы имели бы только осевую скорость. Величина поправочного коэффициента равна ¹

$$\varphi_{\text{рас}} = \frac{1}{2} (1 + \cos \alpha_{\text{вых}}). \quad (\text{VIII. 19})$$

В табл. 25 приведена зависимость коэффициента $\varphi_{\text{рас}}$ от угла 2α .

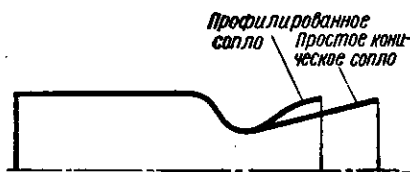
Таблица 25

Величина коэффициента $\varphi_{\text{рас}}$ в зависимости от угла 2α

$2\alpha^\circ$	0	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40
$\varphi_{\text{рас}}$	1,000	0,9997	0,9988	0,9972	0,9951	0,9924	0,9890	0,9851	0,9806	0,9755	0,9698

Из таблицы видно, что для сопла с раствором $2\alpha = 28^\circ$ скорость истечения w_3' , а следовательно, и удельная тяга $P_{уд}$ будут составлять 98,5% скорости, определяемой по формуле (III. 10).

Однако в случае простого конического сопла при уменьшении угла 2α будет увеличиваться длина сопла, а следовательно, и его поверхность. Для того чтобы поверхность сопла не увеличивалась, применяют так называемые профилированные сопла, у которых угол раскрытия, плавно уменьшаясь по длине сопла (фиг. 111),



Фиг. 111. Контуры профилированного и конического сопла с одинаковыми $f_{кр}$ и f_3 .

имеет на выходе малое значение. Такое сопло получается значительно короче простого конического (с теми же $f_{кр}$ и f_3). Поверхность такого сопла и, следовательно, его вес значительно меньше, чем у простого конического сопла.

Профилированные сопла являются более сложными в производстве, чем конические.

4. Потери, возникающие вследствие отрыва потока от стенок. В расширяющейся части сопла вследствие отрыва потока от стенок могут возникать завихрения. В свою очередь отрыв потока от стенок может происходить по двум причинам.

Первой причиной является слишком большой угол раскрытия сопла, при котором поток не успевает расширяться в радиальном направлении. В результате отрыва потока от стенок около них возникают зоны с пониженным давлением, заполнение которых

¹ Д. Саттои, Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

приводит к завихрениям, обратному течению газа, а следовательно, и к потерям энергии на создание скорости вихревого и обратного движения газа. Поэтому целесообразно делать большие углы раскрытия закрытической части сопла.

Следует, однако, заметить, что углы раскрытия сопла в ЖРД бывают значительно больше, чем в обычных расширяющихся соплах, где эти углы делают равными 8—12°. В сопле ЖРД происходит выделение тепла за счет рекомбинации, помогающее радиальному расширению потока; поэтому в сопле ЖРД, особенно в ближайшей к критическому сечению зоне, можно допустить углы раскрытия до 45—50°.

Второй причиной возникновения отрыва струи в сопле является перемещение скачков уплотнения внутрь сопла на режиме перерасширения. При очень большом перерасширении скачки перемещаются внутрь сопла и приводят к отрыву потока от стенок. Как и в предыдущем случае это приводит к интенсивному вихреобразованию.

К образованию скачков внутри сопла может привести также резкое изменение контура стенок сопла, поэтому профиль сопла следует делать плавным. Чтобы скачки не могли возникнуть, необходимо применять газодинамические профилированные сопла, в которых образующая сопла является линией тока для газового течения внутри сопла.

Срез сопла (как конического, так и профилированного) должен иметь острую выходную кромку, так как закругленная кромка вызывает перерасширение и отрыв потока.

Расчет геометрических размеров сопел различных типов

Большинство известных ЖРД имеют коническую форму сопла (см. фиг. 104—108). Конические сопла применяют для двигателей малых и средних тяг, где потерями на рассеивание можно пренебречь. Преимущество их — простота изготовления.

Для конических сопел можно рекомендовать следующие величины основных геометрических размеров (см. фиг. 109).

Угол входа в сопловую часть

$$2\beta = 60 \div 90^\circ.$$

Угол выходной части сопла

$$2\alpha = 20 \div 25^\circ.$$

Радиус скругления критической части сопла

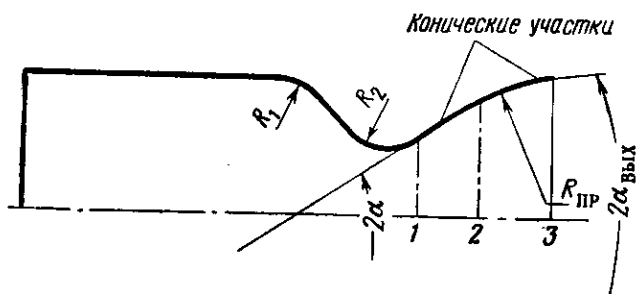
$$R_2 = (0,7 \div 1) d_{кр}.$$

Радиус скругления при переходе от цилиндрической части камеры сгорания ко входу в сопловую часть R_1 берется из конструктивных соображений с тем, чтобы сопло имело плавный обвод.

Профилированные сопла применяют для двигателей средних и больших тяг, а также для двигателей с большой степенью расши-

рения. В этих двигателях в случае применения конического сопла потери на рассеивание по своей величине становятся значительными и резко возрастает длина сопла. Поэтому в крупных двигателях выигрыш в весе при применении профилированных сопел достигает значительных величин. Строго газодинамическое профилирование сопла, при котором образующая сопла совпадает с линией тока, требует довольно кропотливой и трудоемкой расчетной работы, а также очень точного выполнения полученного профиля. Значительно проще изготовить сопло, профиль которого образован прямыми и дугами окружностей.

На фиг. 112 схематически показано профилированное сопло.



Фиг. 112. Схема профилированного сопла.

Конический участок 1—2 образован прямыми. Участок 2—3 образуется шаровой поверхностью радиуса $R_{пр}$ и может оканчиваться конической поверхностью.

Как уже указывалось, недостаток профилированных сопел заключается в сложности изготовления, поэтому ЖРД с профилированными соплами распространены мало.

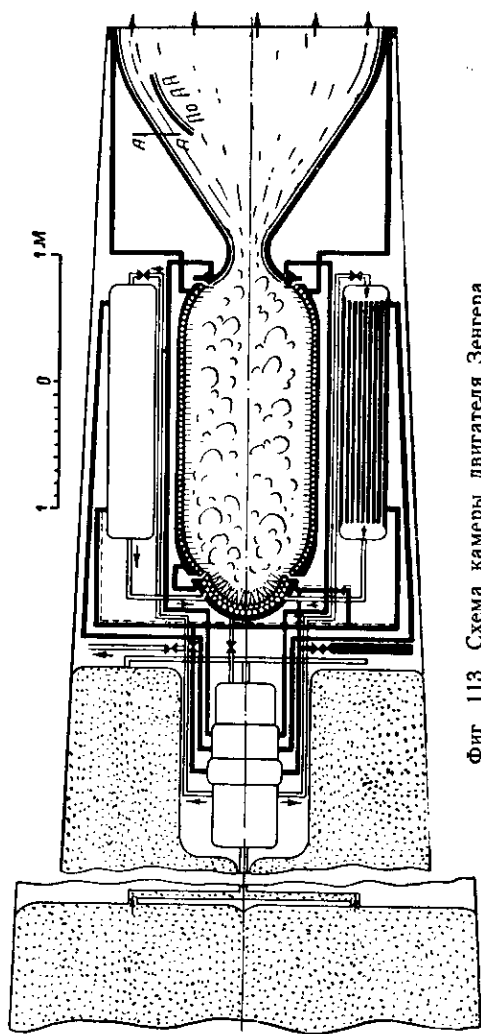
Примером ЖРД с профилированным соплом может служить двигатель, предложенный Зенгером (фиг. 113).

§ 49. ФОРСУНКИ ДЛЯ РАСПЫЛА ТОПЛИВА

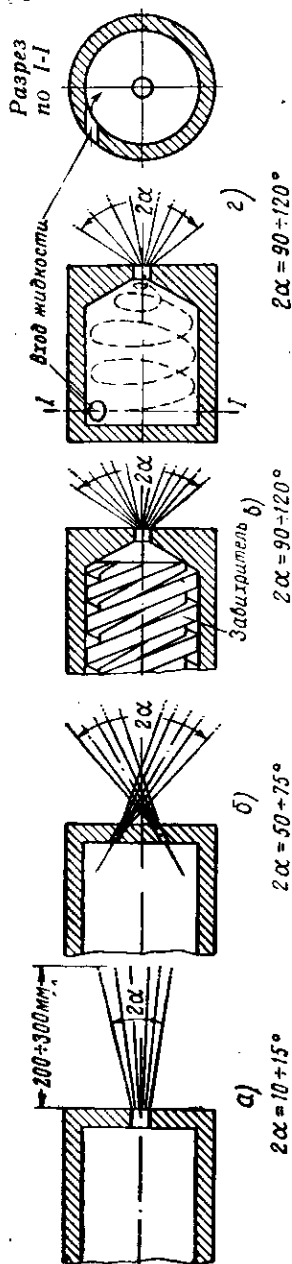
В ЖРД для распыла топлива в камере применяются следующие основные типы форсунок (фиг. 114): *струйные* и *центробежные*.

Конструктивно форсунки могут выполняться как в виде простых тонких сверлений непосредственно в головке камеры двигателя, так и в виде отдельных самостоятельных узлов для подачи компонента, закрепленных в головке.

Форсунки могут быть *однокомпонентными* и *двухкомпонентными*. Примером двухкомпонентной форсунки служит форсунка ЖРД «Вальтер» (фиг. 115). Она является комбинированной, т. е. используется одновременно для подачи окислителя и горючего, почему и называется двухкомпонентной. Горючее из кольцевого канала 8 в корпусе форсунки 9 через отверстия 7 и 6 проходит в узкую кольцевую щель, образованную вставкой 5 и корпусом распылителя 4.



Фиг. 113. Схема камеры двигателя Зенгера.

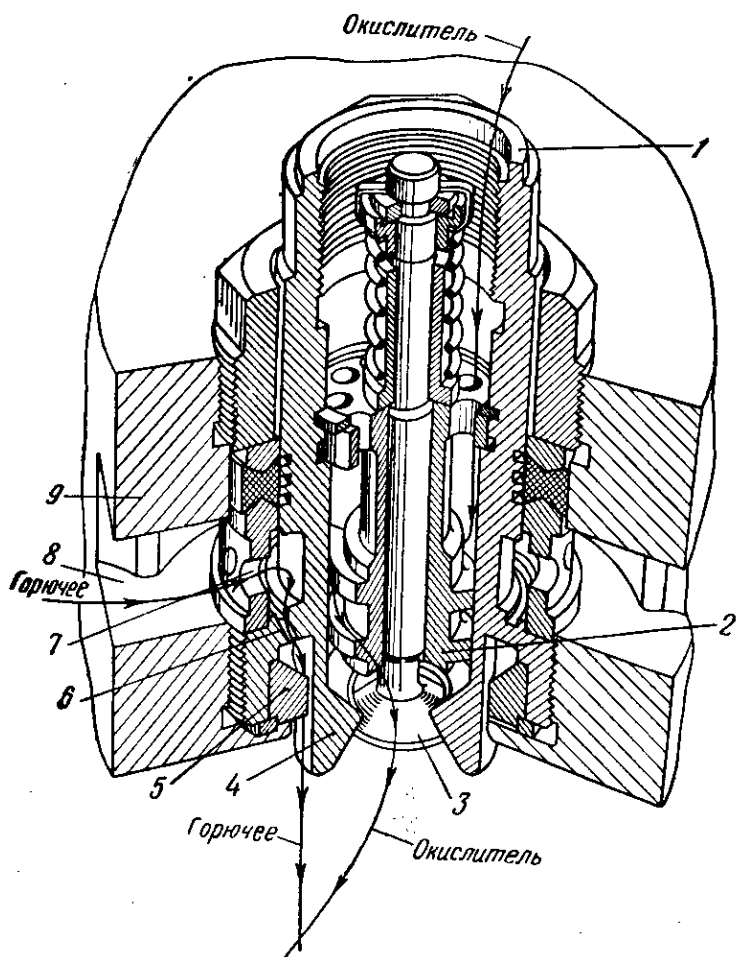


Фиг. 114. Различные типы форсунок.

а — струйная; б — с пересекающимися струями; в — центробежная с завихрителем; г — центробежная с тангенциальным входом.

Таким образом, горючее из форсунки вытекает тонкой цилиндрической пленкой.

Окислитель, поступающий в форсунку через верхний штуцер 1, проходит вдоль оси форсунки и течет по винтовым каналам за-



Фиг. 115. Двухкомпонентная форсунка типа «Вальтер».

1—штуцер подвода окислителя; 2—винтовой завихритель; 3—клапан форсунки;
4—корпус распылителя; 5—вставка; 6 и 7—отверстия для прохода горючего;
8—кольцевой канал; 9—корпус форсунки.

вихрителя 2. Выйдя из завихрителя, струйки окислителя проходят в коническую щель, образованную клапаном форсунки 3 и седлом распылителя 4. Окислитель вытекает из форсунки в виде тонкой конической пленки, которая пересекается с цилиндрической пленкой горючего. Такое пересечение струй способствует лучшему смешению и распыливанию топлива. Сообщение окислителю враща-

тельного движения способствует образованию симметричной конической пленки.

В дальнейшем будет излагаться расчет однокомпонентных форсунок. Двухкомпонентные форсунки можно рассматривать как узел, состоящий из двух однокомпонентных форсунок.

Для хорошего смесеобразования в камере двигателя форсунки должны распыливать компонент на возможно более мелкие капельки и осуществлять возможно более равномерное заполнение им пространства камеры.

Струйные форсунки

Струйные форсунки обычных типов наиболее просты для изготовления. Как видно из фиг. 114,а, они представляют собой сверления в головке камеры или в топливоподводящих стаканчиках. В то же время простые струйные форсунки имеют недостатки, затрудняющие организацию смесеобразования.

Распадение струи топлива на отдельные капли в струйной форсунке происходит за счет трения этой струи о газы, находящиеся в камере, и частично за счет колебаний давления в струе. Так как в форсунках такого типа топливо вытекает струйкой, то угол конуса распыла 2α у струйных форсунок невелик ($10 \div 15^\circ$). Зоны, где струя топлива распадается на отдельные капли, отстоят далеко от головки. Вследствие этого длина зоны распыла получается большой.

Для улучшения распыла делают струйные форсунки с пересекающимися струями (см. фиг. 114,б). В этом случае струи компонентов, сталкиваясь между собой, быстрее дробятся, вследствие чего получается лучший распыл с более коротким факелом топлива. Конус факела распыла такой форсунки больше, чем у обычной струйной форсунки, и доходит до $50 \div 75^\circ$.

Примером головок со струйными форсунками может служить головка двигателя Р-3395 (см. фиг. 107) и двигателя «Вассерфаль» (см. фиг. 106). В двигателе «Вассерфаль» происходит пересечение струи топлива с несколькими струями окислителя, что также улучшает равномерность смешения компонентов топлива.

Разновидностью струйных форсунок можно считать также щелевую форсунку, применяемую на двигателе «Вальтер» (см. фиг. 115).

Расчет струйных форсунок

Расчет струйных форсунок производится на основе следующих соображений. Как известно, теоретическая скорость выхода несжимаемой жидкости из отверстия определяется по формуле

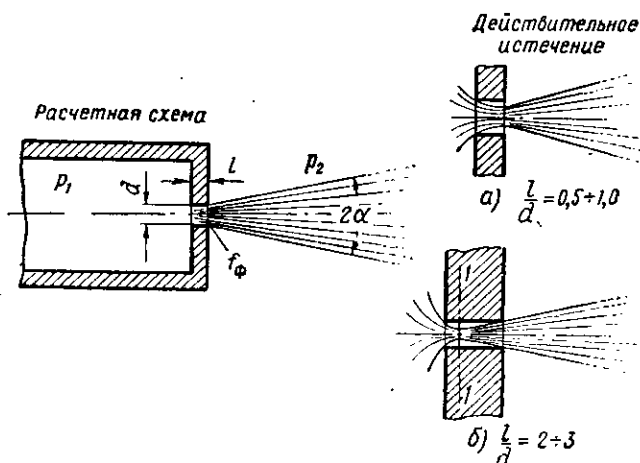
$$w = \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} \text{ м/сек}, \quad (\text{VIII. 20})$$

где $\Delta p = (p_1 - p_2)$ — перепад давления в кг/м^2 ;
 g — ускорение земного притяжения в м/сек^2 ;
 γ — удельный вес жидкости в кг/м^3 .

Расход жидкости через форсунку с площадью отверстия определяется по уравнению расхода

$$G_{\phi} = \mu \omega f \gamma \text{ кг/сек}, \quad (\text{VIII. 21})$$

где f — площадь поперечного сечения отверстия в м^2 ;
 μ — коэффициент расхода, учитывающий сужение струи и уменьшение действительной скорости течения по сравнению с теоретической.



Фиг. 116. Истечение компонента из струйной форсунки.

Подставляя в (VIII. 21) значение ω из (VIII. 20), получим

$$G_{\phi} = \mu f \sqrt{2g\Delta p \gamma}. \quad (\text{VIII. 22})$$

Расход жидкости через все форсунки для данного компонента составит

$$G = \sum G_{\phi} = \mu F \sqrt{2g\Delta p \gamma}, \quad (\text{VIII. 23})$$

где F — суммарная площадь отверстий всех форсунок;

$$F = \sum f.$$

Расход компонента G через все форсунки известен из теплового расчета ЖРД. Удельный вес компонента γ тоже известен. Коэффициентом расхода задаются в соответствии с размерами сверления в струйной форсунке (фиг. 116).

При $\frac{l}{a} = 0,5 \div 1$ происходит уменьшение расхода за счет сужения струи (см. фиг. 116,а). Коэффициент расхода в этом случае равен

$$\mu = 0,60 \div 0,65.$$

При $\frac{l}{a} = 2 \div 3$ сужение струи также происходит, но так как в этом случае давление в узком сечении 1—1 (см. фиг. 116,б) вслед-

ские разрежения меньше, чем в первом случае, то и скорость по узкому сечению выше. Таким образом, расход жидкости возрастает несмотря на сужение струи. Поэтому при $\frac{l}{d} = 2 \div 3$ значение коэффициента расхода выше, чем при $\frac{l}{d} = 0,5 \div 1$, и составляет: $\mu = 0,75 \div 0,85$.

Задаваясь перепадом давления на форсунках

$$\Delta p = 3 \div 8 \text{ кг/см}^2 = (3 \div 8) 10^4 \text{ кг/м}^2,$$

из выражения (VIII. 23) определяем общую необходимую суммарную площадь форсунок

$$F = \frac{G}{\mu \sqrt{2g\Delta p}} \text{ м}^2. \quad (\text{VIII. 24})$$

Число форсунок на головке определяется при проектировании головки (см. § 50). Зная число форсунок z , определяем площадь проходного сечения каждой форсунки f

$$f = \frac{F}{z}. \quad (\text{VIII. 25})$$

Диаметр отверстия струйной форсунки в зависимости от общих размеров ЖРД берется равным

$$d = 0,8 \div 2,5 \text{ мм.}$$

Делать форсуники с диаметром меньше 0,8 мм не рекомендуется, так как они очень легко засоряются. Кроме того, сверление отверстий таких малых диаметров сопряжено с некоторыми технологическими трудностями. Для облегчения сверления отверстий малых диаметров длину этого отверстия стараются дать минимальной, высверливая основную толщину материала большим диаметром. Значительное увеличение диаметра форсунок (более 2,5 мм) ухудшает распыл подаваемого компонента, так как струя топлива получается слишком мощной и плохо распадается на капли.

Если получившийся по расчету диаметр форсунки не подходит для данного типа двигателя, то приходится задаваться другим перепадом давления на форсунке Δp или другим числом форсунок z .

Если необходимо делать несколько поясов струйных форсунок с разными диаметрами отверстий, то, строго говоря, следует учитывать то обстоятельство, что коэффициент расхода μ зависит от диаметра отверстия d . Однако для упрощения расчета можно брать для всех форсунок среднее значение коэффициента расхода μ .

Приведенная выше схема расчета сохраняется и при щелевых форсунках, для которых надо брать только соответствующее значение коэффициента расхода.

Центробежные форсунки

Центробежной форсункой называется форсунка, в которой искусственно создается закрутка подаваемой через нее жидкости. Выходя из сопла центробежной форсунки, жидкость подвергается воздействию центробежных сил и образует тонкую пленку, которая очень быстро распадается на капли.

Центробежные форсунки дают очень широкий конус распыла (до 120°) и короткий факел топлива. Это позволяет уменьшить длину зоны распыливания компонентов топлива.

Таким образом, центробежные форсунки дают лучший распыл, чем струйные, но изготовление их и размещение в головке более сложно.

Центробежные форсунки по способу получения закрутки потока жидкости разделяются на *тангенциальные форсунки* (см. фиг. 114,2) и *форсунки с завихрителем (шнековые)* (см. фиг. 114,в).

В центробежной тангенциальной форсунке жидкость входит в полость форсунки через отверстие, ось которого перпендикулярна оси форсунки, но не пересекается с ней. В результате этого жидкость получает закрутку относительно оси форсунки.

В центробежной форсунке с завихрителем закрутка создается с помощью специального завихрителя, который имеет винтовую нарезку на наружной поверхности. Двигаясь по винтовой нарезке, жидкость приобретает закрутку относительно оси форсунки.

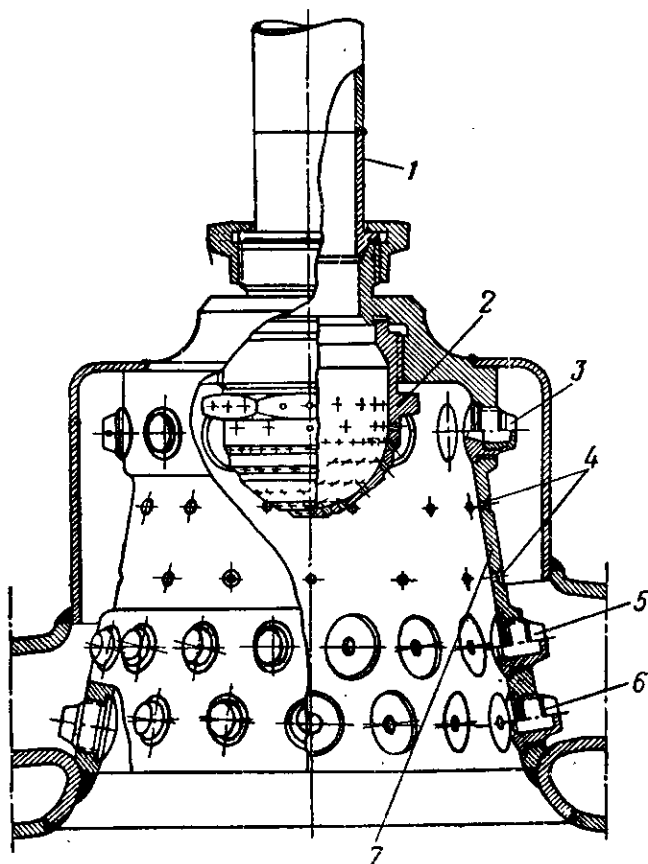
На фиг. 117 приведена форкамера двигателя ракеты А-4. Как известно, шаровые камеры не позволяют размещать на их поверхности необходимое число форсунок, поэтому все форсунки располагаются в форкамерах.

Так же как и головки двигателей, форкамеры должны обеспечивать равномерное перемешивание компонентов топлива и равномерное распределение его по поперечному сечению камеры. По условиям подвода компонентов окислитель — жидкий кислород подается по трубопроводу 1 в центральную струйную форсунку 2. Горючее — спирт поступает через форсунки 3, 4, 5, 6, расположенные на боковой конической стенке форкамеры 7.

При таком подводе компонентов очень трудно добиться равномерного распределения топлива по сечению форкамеры. Для того, чтобы в этих условиях улучшить смесеобразование, на форсунке окислителя размещены шесть поясов отверстий, расположенных под различными углами к оси форкамеры. Этим достигается более равномерное проникновение струи окислителя в объем форкамеры.

Форсунки горючего также размещены пятью поясами. Верхний ряд 3 состоит из центробежных тангенциальных форсунок, имеющих малую дальность. Они обеспечивают смесеобразование у стенки форкамеры. Следующие два ряда форсунок 4 — струйные. Они обеспечивают проникновение горючего в центральную область форкамеры. Нижние два ряда 5 и 6 состоят из комбинированных

струйных и центробежных форсунок, сделанных так, чтобы обеспечить наилучшее распределение горючего и смешение его с окислителем.



Фиг. 117. Форкамера двигателя ракеты А-4.

1—трубка подвода окислителя; 2—форсунка окислителя; 3—верхний ряд центробежных форсунок; 4—струйные форсунки; 5 и 6—комбинированные струйные и центробежные форсунки; 7—внутренняя оболочка форкамеры.

Движение жидкости по центробежной форсунке

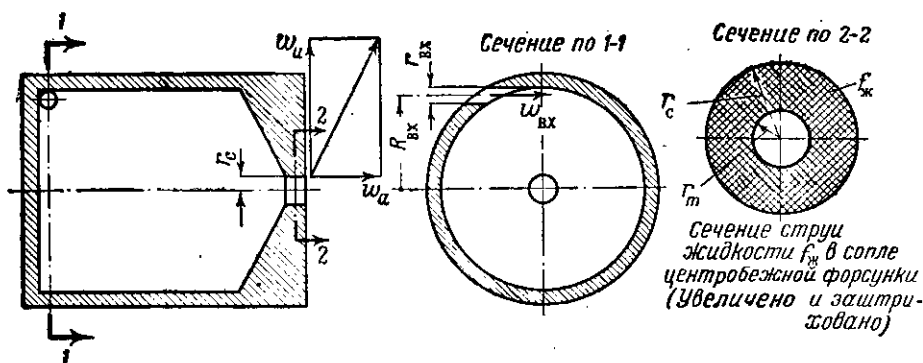
В центробежной тангенциальной форсунке (фиг. 118) жидкость поступает в полость форсунки через входное отверстие, имеющее радиус $r_{вх}$, со скоростью $\omega_{вх}$. Это отверстие расположено так, что ось его касательна к окружности радиуса $R_{вх}$ с центром, расположенным на оси сопла форсунки. Благодаря такому входу жидкость проходит через полость в сопло форсунки вращаясь. Рассмотрим струйку жидкости, которая, двигаясь по форсунке, попала в сопло на расстояние r от ее оси.

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

$$\omega_{вх} \cdot R_{вх} = \omega_u \cdot r, \quad (\text{VIII. 26})$$

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

Так как можно считать, что в среднем для любой струйки (с небольшой ошибкой за счет величины R) момент количества дви-



Фиг. 118. Движение жидкости по центробежной форсунке.

жения жидкости, полученный ею во входном отверстии, одинаков и равен $\omega_{вх} \cdot R_{вх}$, то скорость ω_u зависит от радиуса r , на который попадет эта струйка в сопле.

$$\omega_u = \frac{\omega_{вх} R_{вх}}{r}. \quad \text{VIII.27}$$

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

$$\frac{p_{вх}}{\gamma} + \frac{\omega_{вх}^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{\omega_a^2}{2g} + \frac{\omega_u^2}{2g} = \text{const}, \quad (\text{VIII.28})$$

где $p_{вх}$ — давление жидкости во входном отверстии;

$\omega_{вх}$ — скорость входа жидкости в форсунку;

ω_u — тангенциальная составляющая скорости жидкости на выходе из форсунки;

ω_a — осевая составляющая скорости жидкости на выходе из форсунки.

Обозначив полный перепад давления на форсунке через Δp и выражая его через напор H , получим

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = H = \frac{p_{вх}}{\gamma} + \frac{\omega_{вх}^2}{2g} = \text{const}. \quad (\text{VIII. 29})$$

После этого из уравнения (VIII. 28) получим.

$$\frac{p}{\gamma} = H - \left(\frac{w_a^2}{2g} + \frac{w_u^2}{2g} \right). \quad (\text{VIII. 30})$$

Из уравнения (VIII. 27) видно, что при

$$\begin{aligned} r &\rightarrow 0 \\ w_u &\rightarrow \infty. \end{aligned}$$

Из уравнения (VIII. 30) следует, что давление жидкости на оси форсунки должно иметь бесконечно большое отрицательное значение. Это для жидкости 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_u будет увеличиваться, а давление p падать, только до тех пор, пока давление p не станет равным давлению окружающей среды, в которую происходит истечение (при впрыске в камеру — давлению в камере).

Дальнейшее уменьшение давления в центральной области течения невозможно, так как одним своим основанием эта область выходит сквозь сопло в окружающую среду, вследствие этого центральная часть форсунки не будет заполнена жидкостью. В ней будет находиться газовый вихрь с давлением, равным давлению окружающей среды (давлению в камере). Течение же жидкости по соплу форсунки будет осуществляться не через все сечение сопла форсунки, а только через кольцевое сечение, внутренний радиус которого равен радиусу газового вихря r_m , а внешний радиус сопла r_c (см. фиг. 118).

В центробежной форсунке полный перепад давления Δp расходуется на создание скорости жидкости во входном отверстии $w_{вх}$ и на создание осевой составляющей скорости w_a в сопле форсунки.

Чем больше скорость $w_{вх}$ по сравнению со скоростью w_a , тем больше тангенциальная скорость жидкости и тем большая часть перепада давления тратится на создание входной скорости.

Чем больше интенсивность закрутки жидкости, т. е. чем больше отношение тангенциальной скорости к осевой, тем меньше проходное кольцевое сечение сопла $f_{ж}$, используемое для прохода жидкости. Указанное обстоятельство является следствием того, что при возрастании интенсивности закрутки увеличивается радиус газового вихря r_m .

В теории центробежных форсунок распределение перепада давления между входным сечением и соплом, а также величина кольцевого сечения сопла учитываются одним коэффициентом расхода μ , который вводится в формулу расхода жидкости, протекающей через центробежную форсунку, а весь перепад давления условно отнесен к сопловому отверстию. Эта формула имеет вид

$$G_{\phi} = f_{c\mu} \sqrt{2g\Delta p\gamma}. \quad (\text{VIII. 31})$$

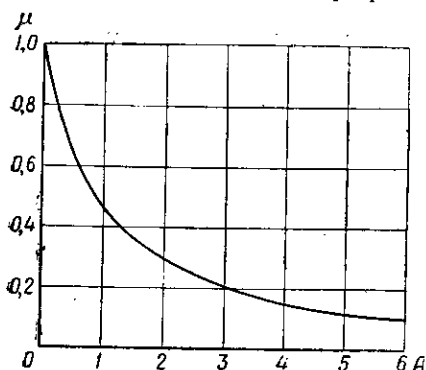
Как следует из предыдущего, коэффициент μ зависит от интенсивности закрутки жидкости. Он будет тем меньше, чем больше интенсивность закрутки, так как при этом уменьшаются кольцевая площадь струи и перепад давления в сопле форсунки.

Как показал Г. Н. Абрамович¹, коэффициент μ является функцией безразмерной величины A , называемой *геометрической характеристикой центробежной форсунки*.

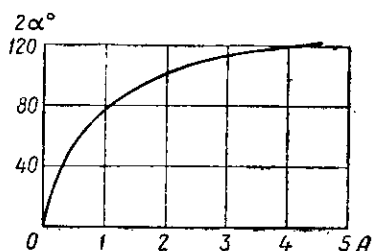
Выражение для геометрической характеристики форсунки имеет вид

$$A = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{r_{\text{вх}}^2}, \quad (\text{VIII. 32})$$

На фиг. 119 приведен график зависимости $\mu = f(A)$.



Фиг. 119. Зависимость коэффициента расхода μ от геометрической характеристики форсунки A .



Фиг. 120. Зависимость угла конуса распыла 2α от геометрической характеристики форсунки A .

Угол конуса распыла центробежной форсунки 2α также зависит от геометрической характеристики A и для обычных центробежных форсунок имеет величину

$$2\alpha = 60 \div 120^\circ.$$

На фиг. 120 показана зависимость угла распыла 2α от величины геометрической характеристики A .

Коэффициент расхода μ и величина угла 2α , значения которых приведены на фиг. 119 и 120, относятся к идеальной жидкости. Для реальной жидкости, обладающей вязкостью, коэффициент расхода изменяется по двум причинам: с одной стороны, расход жидкости уменьшается за счет потерь давления на трение, т. е. μ уменьшается; с другой стороны, трение уменьшает момент количества движения жидкости при входе ее в сопло. Уменьшение этого момента приводит к возрастанию μ за счет уменьшения интенсивности закрутки. При этом влияние уменьшения интенсивности за-

¹ Г. Н. Абрамович, Газовая динамика воздушно-реактивных двигателей, Изд. БНТ, 1947.

крутки оказывается более сильным, чем влияние возрастания потерь на трение. Поэтому коэффициент расхода для реальной жидкости, текущей через центробежную форсунку, больше, чем его значение для идеальной жидкости.

Течение жидкости по центробежной форсунке с завихрителем ничем не отличается от рассмотренной выше картины движения жидкости через форсунку с тангенциальным входом. Все выводы, полученные нами выше, распространяются и на этот тип форсунок.

Расчет центробежных форсунок

Расчет центробежных форсунок (с завихрителем и тангенциальных) проводится следующим образом. Зная примерные габариты форсунок, можно при проектировании головки (см. § 50) определить число форсунок z , которое можно разместить на данной головке.

Определив число форсунок и зная расход компонента G , проходящего через все форсунки, определяем расход компонента через одну форсунку G_ϕ

$$G_\phi = \frac{G}{z}. \quad (\text{VIII. 33})$$

Расход компонента через одну центробежную форсунку определяется выражением (VIII. 31)

$$G_\phi = \mu f_c \sqrt{2g\Delta p\tau},$$

где $\mu = f(A)$.

Исходя из желательной величины угла конуса распыла, задаем величиной A и по графику фиг. 119 определяем μ .

Обычно задаются величиной $A = 1,5 \div 4$. Зная μ , находим f_c из выражения (VIII. 31)

После определения f_c и d_c следует вычертить всю форсунку, подбирая ее размеры так, чтобы получилась форсунка с заданной геометрической характеристикой A .

Геометрическая характеристика A для различного рода форсунок определяется из следующих формул.

Для тангенциальной центробежной форсунки с одним входным отверстием

$$A = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{r_{\text{вх}}^2}. \quad (\text{VIII. 34})$$

Для тангенциальной центробежной форсунки с несколькими входными отверстиями

$$A = \frac{R_{\text{вх}} r_c}{i r_{\text{вх}}^2}, \quad (\text{VIII. 35})$$

где

i — число тангенциальных отверстий.

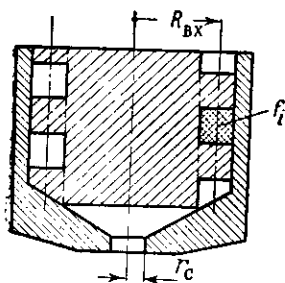
Для центробежной форсунки с завихрителем

$$A = \frac{\pi R_{\text{вх}} r_c}{f_{\Sigma}}; \quad (\text{VIII. 36})$$

здесь значение $R_{\text{вх}}$ равно среднему радиусу канала завихрителя (фиг. 121);

f_{Σ} — площадь проходного сечения винтовой нарезки завихрителя в мм^2 , равная

$$f_{\Sigma} = i f_i, \quad (\text{VIII. 37})$$



Фиг. 121. Центробежная форсунка с завихрителем.

где

i — число заходов резьбы завихрителя;
 f_i — площадь проходного сечения одного витка завихрителя в мм^2 .

Величины $R_{\text{вх}}$ и r_c при подстановке в формулу (VIII. 36) нужно брать в мм .

Завихритель надо брать такой длины, чтобы жидкость делала в форсунке от $1/4$ до $1/3$ оборота. При большей длине завихрителя возникнут лишние потери давления без улучшения качества распыла.

Если при конструировании форсунки нельзя выдержать принятые значения A и габариты форсунки, то расчет повторяют, принимая новые значения габаритов и геометрической характеристики A .

§ 50. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ЖРД И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГОЛОВОК

Процесс смесеобразования и требования к нему

Смесеобразованием называется процесс подготовки горючего и окислителя к сгоранию. В процессе смесеобразования компоненты топлива дробятся на мелкие частицы, которые перемешиваются между собой и частично испаряются. От того, насколько хорошо топливо подготовлено к процессу сгорания, в значительной степени зависит совершенство самого процесса сгорания, определяемое коэффициентом камеры φ_k , а следовательно, и удельная тяга ЖРД.

Для обеспечения полного сгорания в камере двигателя процесс смесеобразования должен удовлетворять следующим основным требованиям.

1. В результате смесеобразования необходимо обеспечить однородное по сечению камеры сгорания поле концентраций топлива. Другими словами, необходимо, чтобы по всему сечению камеры сгорания коэффициент избытка окислителя α (или соотношение компонентов γ) был одинаковым и равнялся заданному коэффициенту избытка окислителя для всего двигателя в целом. Очевидно, что чем хуже будет выполнено это условие, тем хуже будет

протекать процесс сгорания, тем больше будут потери из-за физической неполноты сгорания, т. е. меньше будет коэффициент камеры.

2. Процесс смесеобразования должен обеспечить равномерное по сечению камеры сгорания поле скоростей движения топлива, т. е. равномерность расхода топлива по сечению.

Там, где скорость будет выше, чем предполагалось при выборе объема камеры сгорания, процесс сгорания не будет успевать полностью закончиться и сгорание будет неполным.

В местах же, где скорость будет ниже расчетной, получится неполное использование камеры сгорания.

3. В процессе смесеобразования необходимо обеспечить достаточную мелкость распыла компонентов и хорошее перемешивание их между собой. От мелкости распыла и от интенсивности перемешивания сильно зависят равномерность горения и быстрота протекания процесса сгорания.

Выполнение всех этих условий достигается путем правильного конструирования головок двигателя, т. е. выбора соответствующего типа форсунок, формы головки и расположения форсунок на головке.

Типы головок ЖРД

Головки ЖРД бывают: *плоские, шатровые и сферические с форкамерами.*

Плоские головки применяются для двигателей малых и средних тяг. Они наиболее удобны для цилиндрической и конической камер, хотя применяются и на камерах сгорания других форм.

Плоские головки имеют следующие преимущества:

— плоские головки простейшей конструкции очень несложны в изготовлении;

— применение плоских головок на двигателе с цилиндрической камерой сгорания помогает обеспечить однородность поля скоростей и концентраций топлива по поперечному сечению камеры.

Недостатком простейших плоских головок является относительно малая их прочность и жесткость, поэтому они получили распространение на ЖРД малых и средних тяг.

Плоские головки для двигателей больших тяг, имеющих большие поперечные сечения камеры, должны иметь специальную конструкцию, обеспечивающую их прочность и жесткость.

Второй недостаток плоских головок состоит в том, что при использовании их в двигателе часто возникают затруднения с размещением пусковых устройств. Поэтому плоские головки удобнее применять при химическом зажигании топлива.

Примерами ЖРД с плоскими головками могут служить двигатели, приведенные на фиг. 105—108.

Шатровые головки по своей форме напоминают шатер (фиг. 122). Они применяются на двигателях малых и средних тяг.

Преимуществами шатровых головок являются:

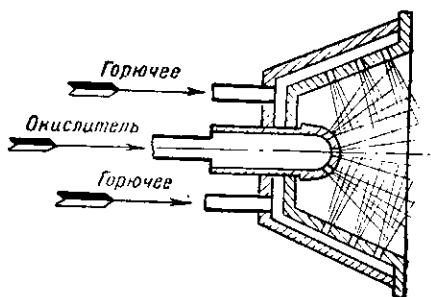
— большая поверхность, чем у плоских головок, что позволяет разместить большее число форсунок и таким образом обеспечить лучший распыл;

— сравнительно легкая организация зажигания с помощью электрической свечи или пиропатрона;

— хорошие прочностные свойства.

Недостатки шатровых головок заключаются в сложности изготовления и в неравномерном распределении скорости движения топлива по сечению камеры. По оси камеры сгорания образуется как бы «жгут» распыленного топлива, движущегося с большой скоростью.

Как видно из приведенной схемы и описания форкамеры А-4, равномерность концентрации компонентов топлива по сечению головки может быть достигнута путем установки на головке большого числа форсунок различной дальности. В этом случае струи горючего и окислителя могут проникать на различную глубину камеры сгорания, создавая равномерное распределение компонентов. Однако практически организовать такое хорошее смешение очень трудно.



Фиг. 122. Схематический вид шатровой головки.

Сферические головки с форкамерами применяются на двигателях с шарообразной или грушевидной камерой, т. е. только на двигателях больших тяг.

Преимущество сферических головок состоит в высокой прочности и жесткости конструкции.

Недостатком является большая сложность изготовления.

Все известные сферические головки выполнялись с форкамерами, чтобы обеспечить размещение необходимого числа форсунок на головке и добиться надежного воспламенения горючей смеси при запуске.

Постановка многих форкамер на двигателе с большой тягой облегчает экспериментальную отработку конструкции двигателя, так как в этом случае появляется возможность предварительной экспериментальной доводки только одной форкамеры. Это значительно проще, чем отработка всей камеры в целом.

Примером сферической головки является головка с форкамерами двигателя ракеты А-4 (см. фиг. 104).

Размещение на головке форсунок и других устройств

Состояние теории горения и смешения в настоящее время не дает возможности производить расчет этих процессов для камер ЖРД. Поэтому при проектировании головки исходят из необходимости разумно удовлетворить основные требования сме-

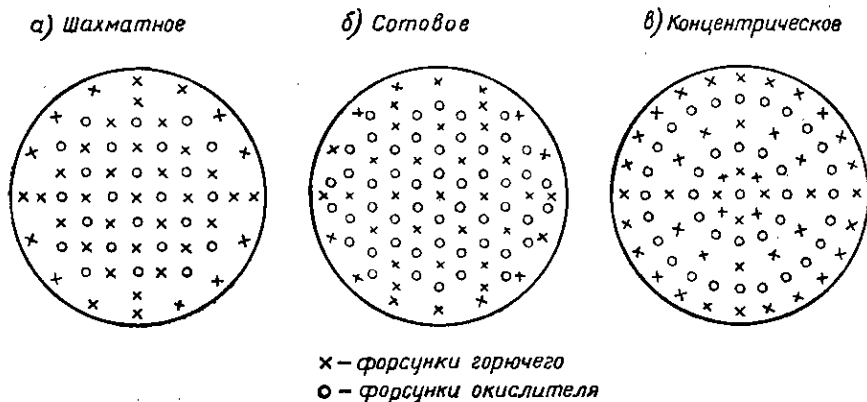
соединения, используя при этом результаты исследований и опыт эксплуатации двигателей.

При проектировании головки прежде всего надо выбрать тип головки, наиболее подходящий к конструкции камеры и ее параметрам, а также типы применяемых форсунок.

При размещении форсунок исходят из трех основных соображений.

1. Размещение форсунок должно обеспечить выполнение требований, предъявляемых к смесеобразованию.

Для этого на головке следует размещать возможно большее число форсунок, причем расположены они должны быть наиболее равномерно.



Фиг. 123. Примерные схемы расположения форсунок.

Если применяется однокомпонентное топливо или на головке устанавливаются двухкомпонентные форсунки, то равномерное размещение форсунок обеспечивает равномерное распределение горючего и окислителя по поперечному сечению камеры сгорания. При этом нужно стремиться только расположить возможно большее число форсунок в головке, чтобы получить хорошее распыливание топлива.

В двигателях, работающих на двухкомпонентных топливах, для обеспечения хорошего смесеобразования необходимо, кроме того, равномерное чередование форсунок горючего и окислителя. Можно представить себе несколько способов расположения форсунок горючего и окислителя на головке двигателя.

Шахматное расположение форсунок. В этом случае форсунки горючего и окислителя располагаются в шахматном порядке, чередуясь между собой (фиг. 123,а). Недостаток этого способа состоит в том, что число форсунок горючего получается примерно равным числу форсунок окислителя, но, как известно, весовой расход окислителя обычно в 2—4 раза больше, чем весовой расход горючего. При таком расположении форсунки окислителя дают значительно больший расход, чем форсунки горючего,

что отрицательно сказывается на смесеобразовании, так как мощная струя окислителя плохо смешивается с относительно слабой струей горючего, сбивая ее в сторону.

Сотовое расположение форсунок. При этом способе достигается увеличение числа форсунок окислителя по сравнению с числом форсунок горючего (см. фиг. 123,б). Как видно из фигуры, при сотовом расположении каждая форсунка горючего окружена группой окислительных форсунок, поэтому распыл и смесеобразование значительно улучшаются.

Расположение форсунок концентрическими поясами. При этом способе пояса топливных и окислительных форсунок чередуются (см. фиг. 123,в). Удобство этого способа в том, что при нем упрощается подвод топлива к форсункам (см. ниже).

2. Обеспечение защиты стенок камеры от прогорания при попадании на них струй окислителя и организация внутреннего охлаждения.

Форсунки на головке должны быть размещены так, чтобы невозможно было попадание на стенки двигателя струй топлива с избытком окислителя. При избытке кислорода на стенке она может легко прогореть вследствие окисления металла.

Для предохранения стенок камеры от прогорания вследствие избытка окислителя форсунки надо располагать так, чтобы результирующее направление потока топлива после столкновения всех струй было параллельно оси камеры. Это замечание особенно относится к струйным форсункам с перекрещивающимися струями. Желательно, чтобы струи окислителя не попадали на стенки камеры сгорания.

Соответствующим расположением форсунок горючего и окислителя двухкомпонентного топлива можно также организовать внутреннее охлаждение двигателя, создавая избыток горючего около поверхности стенок камеры. В этом случае приходится нарушать выбранный принцип чередования форсунок и на периферии головки размещать избыточное число форсунок горючего, которые могли бы создать завесу горючего около стенок.

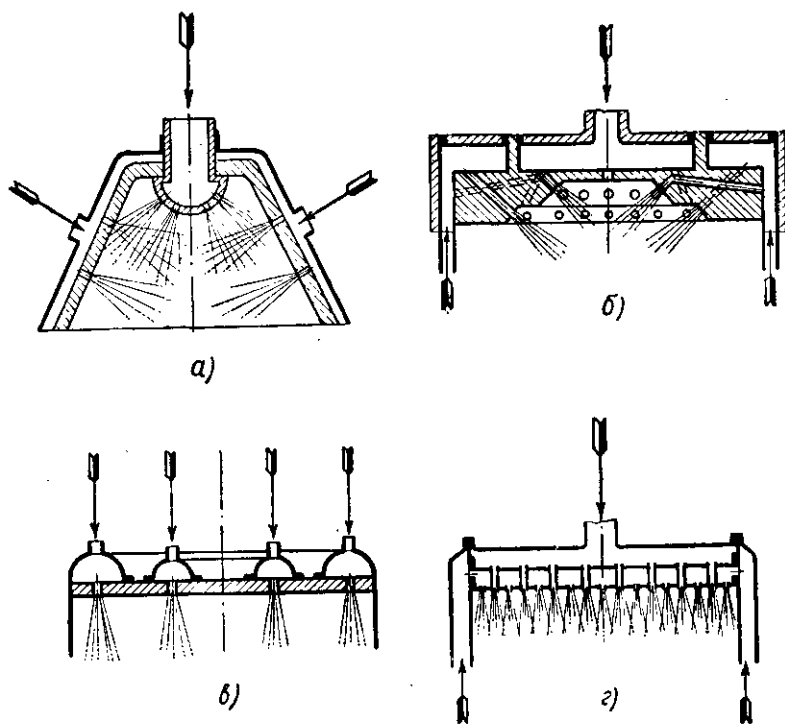
Для уменьшения расхода горючего на создание завесы эти периферийные форсунки делаются с уменьшенным против основных форсунок расходом горючего. Примером головки такой конструкции является головка двигателя Р-3395 (см. фиг. 107). Здесь 30 периферийных струйных форсунок диаметром 0,6 мм подводят 30—40% общего расхода горючего.

3. Обеспечение удобного отдельного подвода к форсункам соответствующих компонентов.

Для головок различных форм камер и при различных типах форсунок эта задача решается по-разному (фиг. 124). В ЖРД с форкамерной головкой и в двигателях с шатровой головкой в центре головки ставится мощная струйная форсунка с большим числом отверстий для подачи окислителя. Вокруг нее размещаются форсунки горючего, которые выполнены в виде струйных и центро-

бежных форсунок. Так, например, выполнена форкамера двигателя ракеты А-4. При таком расположении форсунок легко обеспечить раздельный подвод горючего и окислителя без усложнения конструкции головки.

В немецких двигателях, созданных в 1943—1945 гг., применялись массивные головки с большим числом струйных форсунок для подачи компонентов (см. например камеру на фиг. 106). В таких



Фиг. 124. Способы подвода компонентов топлива в различных типах головок.

а—шатровая головка с центральным подводом окислителя; б—головка со сверлениями для подвода компонентов; в—головка с концентрическими поясами подачи горючего и окислителя; г—головка с двойным дном.

головках достигается равномерное расположение и чередование форсунок, что является их достоинством.

В то же время в них очень трудно организовать равномерный подвод компонентов к форсункам, так как выполнение большого числа подводящих отверстий с одинаковым гидравлическим сопротивлением весьма затруднено. Равномерность распыла топлива ухудшается, так как действительный перепад давления на форсунках, а следовательно, и расход компонентов становятся различными. Кроме того, головки подобного типа сложны в изготовлении и вследствие массивности плохо отводят тепло.

При концентрическом расположении форсунок подвод компонента производится в коллектор, объединяющий все форсунки одного пояса (см. фиг. 124,в). В этом случае обеспечивается примерно одинаковый перепад давления на всех форсунках одного концентрического пояса.

Сотовое или шахматное расположение форсунок можно осуществить, применяя головку с двумя полостями, расположенными друг над другом (см. фиг. 124,г). Такая головка обеспечивает примерно одинаковый перепад на всех форсунках одного компонента. В нижнюю полость обычно по конструктивным соображениям подают тот компонент, которым охлаждают весь двигатель. Так как эти головки плоские, то они применяются на двигателях малых и средних тяг, ибо прочность их невелика.

При необходимости размещения на головке запальников, устройств для продувки и еще каких-либо устройств необходимо по возможности ограничивать площадь, занимаемую этими устройствами, так как они, во-первых, отнимают полезную площадь для расположения форсунок и, во-вторых, нарушают равномерное распределение топлива по поперечному сечению камеры, ухудшая использование объема камеры сгорания.

Кроме того, компоненты, выходящие из форсунок, образуют перед головкой холодную зону, которая защищает головку от высоких тепловых потоков. При наличии на поверхности головки больших площадей, не защищенных компонентом, легко может произойти прогар головки в этом месте, так как наружное охлаждение головки ввиду малой скорости жидкости в ней не очень эффективно.

Порядок проектирования головки

Нами рассмотрены типы головок и форсунок, дан способ расчета форсунок, указано, как следует расположить форсунки на головке. На основании этих сведений проектирование головки будем проводить в следующем порядке:

1) в соответствии с тягой двигателя и параметрами камеры сгорания выбираем форму проектируемой головки;

2) в зависимости от способа запуска двигателя (многократного или однократного действия, способа зажигания) решаем, какие устройства будут устанавливаться в головке двигателя, выбираем тип применяемых форсунок;

3) выбираем способ размещения форсунок в головке и производим общую геометрическую компоновку головки;

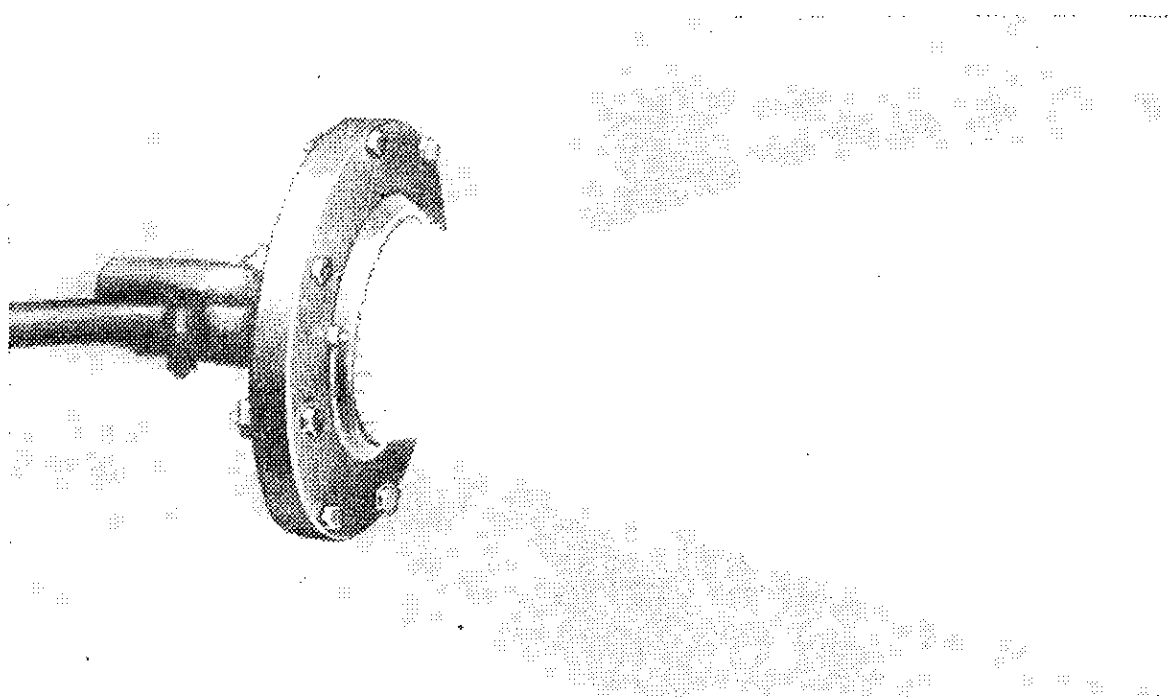
4) определяем предварительно число форсунок и расход компонента через них;

5) проводим расчет форсунок;

6) проверяем размеры форсунок (особенно это относится к центробежным форсункам) и возможность размещения на головке необходимого их числа.

Следует еще раз отметить, что точного расчета головки и органов смесеобразования в настоящее время пока нет, поэтому при проектировании головки особенно важным является использование

опыта эксплуатации построенных двигателей, а также экспериментальная доводка головки путем испытаний ее на воде для определения качества распыла и последующих испытаний на двигателе.



Фиг. 125. Гидравлическая проливка головки.

На фиг. 125 показан момент испытания головки на воде для определения качества распыла.

§ 51. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

При практическом конструировании камеры двигателя приходится решать много различных вопросов, связанных с выбором материалов камеры, конструктивной формы и конструктивных размеров ее частей, сопряжений этих частей и т. д.

В подавляющем большинстве случаев предварительный расчет элементов камеры оказывается невозможным или недостаточно обоснованным. Поэтому при конструировании камеры материал, а также конструкцию камеры и ее деталей следует выбирать исходя из общих соображений, а затем производить проверочные расчеты отдельных элементов ее. Примером проверочного расчета является расчет охлаждения, изложенный в гл. VII.

Рассмотрим некоторые основные вопросы, возникающие при конструировании камеры.

Материалы, применяемые для изготовления камеры

Условия работы и применения ЖРД предъявляют к материалу камеры, особенно к материалу внутренней стенки ее, самые разнообразные и противоречивые требования. Основные из них следующие.

1. Материалы для внутренней стенки камеры должны иметь хорошую теплопроводность. Чем лучше теплопроводность материала λ , тем меньше будет температура газовой стенки камеры двигателя (см. § 40) и больше прочность стенки.

2. Материалы, используемые для изготовления внутренней стенки камеры, должны обладать высокой жаропрочностью¹, так как они работают при значительных температурах, несмотря на все меры, принимаемые для снижения температур.

3. Материалы, применяемые для изготовления камер, должны обладать хорошей обрабатываемостью, так как головка и сама камера имеют сложные формы. Если конструкция камеры двигателя сварная, то к материалу предъявляется еще и требование хорошей свариваемости.

4. Материалы, используемые для изготовления камер, должны обладать высокой коррозионной стойкостью, если в двигателе используется топливо, компонентами которого является какое-либо агрессивное вещество.

Это требование особенно относится к многоразовым двигателям, требующим большого числа запусков.

5. Материалы, применяемые в ЖРД, должны быть по возможности легкими, т. е. иметь возможно меньший удельный вес. При данном усилии, определяемом давлением p_2 , действующим на конструкцию, вес ее определяется толщиной материала и его удельным весом.

В свою очередь толщина материала определяется величиной допустимого напряжения $\sigma_{\text{доп}}$. По этой причине весовые качества материала зависят от отношения $\frac{\sigma_{\text{доп}}}{\gamma}$.

6. Материалы, применяемые для внутренней стенки камеры ЖРД, должны также обладать свойством сопротивления износу (эрозии) при высоких скоростях газа и в условиях окислительной среды, т. е. быть жаростойкими.

Однако в настоящее время нет ни одного материала, который хотя бы удовлетворительно отвечал всем изложенным требованиям одновременно.

Основные материалы, применяемые в ЖРД, можно разделить по степени их теплопроводности на следующие группы:

Материалы высокой теплопроводности. К их числу относятся медь и алюминий, а также сплавы их с другими металлами. Эти материалы имеют низкие по сравнению со сталями допускаемые напряжения, а также малую жаропрочность. Алюминиевые сплавы хорошо обрабатываются.

Существовали конструкции камер двигателей, например, камера двигателя Р-3395 (см. фиг. 107), в которых внутренняя оболочка

¹ Жаропрочность — способность материала сохранять свои механические свойства при высоких температурах.

Жаростойкость — способность металла длительное время сопротивляться воздействию высоких температур.

была изготовлена из алюминия. Медь обладает более высокой теплопроводностью, но так же, как и алюминий, может применяться в таких конструкциях камер двигателей, где внутренние стенки искусственно разгружены от механической нагрузки.

Материалы средней теплопроводности. В первую очередь к ним относятся малоуглеродистые стали, обладающие коэффициентом теплопроводности $\lambda = 40-50$ ккал/м час °С. Эти стали хорошо штампуются и свариваются. По сравнению с медными и алюминиевыми сплавами они имеют большую жаропрочность, что компенсирует меньшую величину их теплопроводности. Малоуглеродистые стали имеют удовлетворительную величину $\frac{\sigma_{доп}}{\gamma}$, дешевы и широко распространены в технике. Несмотря

на их недостатки: легкую окисляемость и малую эрозионную стойкость эти стали являются основными материалами для камер ЖРД. Камеры двигателей А-4, «Вассерфаль» и «Рейнтохтер» изготовлены именно из таких сталей.

К числу материалов средней теплопроводности, имеющих повышенную химическую стойкость и жаропрочность, относится никель, однако он очень дорог и для камер двигателей, работающих на обычном топливе, не применяется.

Материалы низкой теплопроводности. К этим материалам относятся высоколегированные и жаропрочные сплавы типа 1X18N9; 1X18N9T и другие. Они хорошо работают при высоких температурах и устойчивы против коррозии. Однако, как правило, они плохо поддаются штамповке и сварке. К тому же это дорогие и дефицитные материалы. Для камер ЖРД они применяются только в конструкциях двигателей многократного действия, работающих на агрессивных компонентах. Примером такого ЖРД может служить камера двигателя «Вальтер» (см. фиг. 105).

В заключение можно сказать, что наиболее удобным материалом для ЖРД многократного действия, работающих на неагрессивных компонентах, и для ЖРД однократного действия, работающих на агрессивных компонентах, является малоуглеродистая сталь. Примером тому может служить двигатель ракеты А-4 (см. фиг. 104), изготовленный из малоуглеродистой стали.

В табл. 26 приведены свойства некоторых конструкционных материалов.

Условия работы материала стенок камеры двигателя

Условия работы материала различных элементов камеры резко отличаются друг от друга.

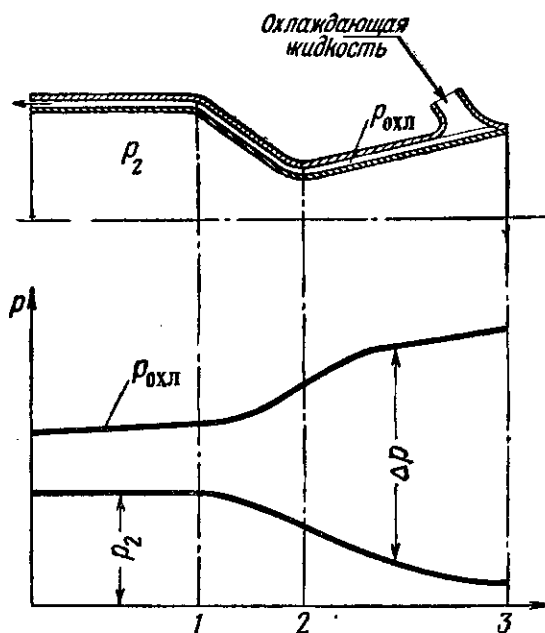
Материал наружной стенки камеры, а также днищ головки работает практически при низких (нормальных) температурах, поэтому особые требования к этому материалу не предъявляются.

Нагрузка на эти детали определяется давлением, действующим в рубашках охлаждения. Кроме прочностных свойств, эти детали, а также места их соединений друг с другом должны обладать определенной жесткостью, особенно ввиду возможности воз-

микновения в камере ЖРД вибрационного сгорания, когда давление меняется в короткие промежутки времени. Вибрационное сгорание при недостаточной жесткости узлов двигателя может привести к их разрушению.

Наружные стенки двигателя и головки рассчитываются обычно, как тонкостенные сосуды, нагруженные внутренним давлением.

Значительно сложнее и более изменчивы условия работы внутренней оболочки камеры. В процессе работы двигателя материал



Фиг. 126. Распределение давлений в камере двигателя с наружным охлаждением.

внутренней оболочки испытывает нагрузку от перепада давления между давлением в рубашке охлаждения и давлением в камере двигателя (фиг. 126). Эта нагрузка различна для различных периодов работы двигателя. При запуске, когда давление в камере двигателя отсутствует, перепад давления во всех сечениях примерно постояен и меняется только за счет уменьшения давления вдоль рубашки охлаждения вследствие гидравлического сопротивления ее. Максимальный перепад давления будет в том сечении, где охлаждающий компонент вводится в рубашку охлаждения.

Во время работы двигателя перепад давления Δp , вызывающий нагружение внутренней рубашки камеры, имеет различную величину по ее длине.

Он изменяется за счет того, что внутреннее давление в камере и давление в рубашке охлаждения переменны по длине каме-

ры двигателя. При обычном способе подвода охлаждающего компонента со стороны сопловой части максимальный перепад давления будет в выходном сечении сопла.

Кроме того, условия работы внутренней оболочки камеры осложняются высокой ее температурой.

Как известно, прочность материала сильно зависит от его температуры, поэтому прочность стенок камеры двигателя различна как по сечениям двигателя, так и в различные периоды его работы.

Большое значение для надежной работы внутренней оболочки имеет также ее жесткость, так как оболочка во время работы всегда подвержена наружному давлению. При высоких температурах внутренняя оболочка может довольно легко потерять устойчивость, что быстро приведет к ее выпучиванию и прогару.

На фиг. 127 схематично показано, как может потерять устойчивость оболочка камеры двигателя.

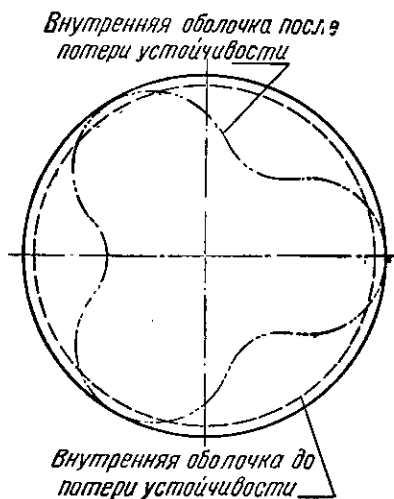
Исходя из описанных выше условий работы камеры двигателя можно выделить два наиболее характерных режима, при которых следует производить проверочный расчет камеры:

1. Режим запуска двигателя. На этом режиме наблюдается наибольший перепад давления на внутренней оболочке. Расчету подлежит сечение с максимальным перепадом давления (сечение 3, фиг. 126) и сечение с наибольшим диаметром. Прочностные свойства металла берутся при этом для нормальных температур. Расчет проводится на прочность и на устойчивость оболочки.

2. Режим работы двигателя. При этом перепады давления во всех сечениях, кроме среза, уменьшаются, но зато сильно увеличивается температура и резко падает прочность стенок. В этом случае нужно учитывать зависимость допускаемого сопротивления и модуля упругости материала E от температуры. В расчетах можно принимать, что механические свойства материала определяются средней температурой стенки, т. е.

$$\frac{T_{г. ст} + T_{ж. ст}}{2}$$

Расчетными сечениями являются срез сопла, критическое сечение и цилиндрическая часть камеры двигателя. Расчет проводится на прочность оболочки и на потерю ею устойчивости.



Фиг. 127. Потеря устойчивости камерой двигателя.

Некоторые замечания по конструкции камеры

Обычно окончательную компоновку головки и камеры сгорания производят на одном чертеже. При этом решаются следующие вопросы: способ соединения головки с камерой сгорания, способ подвода компонентов к камере, а также способ отвода охлаждающего компонента из рубашки охлаждения в головку ЖРД. Кроме того, здесь же определяется метод и место крепления всего двигателя на раме, центровки двигателя и пр.

Соединения головки с камерой сгорания ЖРД, так же как и вообще конструкция головки и камеры сгорания, могут быть сварные и разъемные. Следует отдать предпочтение сварным конструкциям, поскольку они проще, легче и дешевле в изготовлении. Только для двигателей многоразового действия с большим ресурсом целесообразно применять разъемные соединения.

Различные виды соединения камеры сгорания и головки показаны на фиг. 104—108.

У небольших ЖРД компоненты к головке подводят по одной трубке. При больших расходах компонент подают по нескольким трубам, равномерно расположенным на головке. Кроме уменьшения диаметра подводящих труб, в этом случае достигается более равномерное распределение перепада давления на форсуниках.

Компонент, используемый для охлаждения камеры двигателя, следует подводить по трем-четырем патрубкам. Это создает более равномерное течение охлаждающей жидкости. К тому же обычно при компоновке двигателя в установке всегда очень мало свободного пространства и подвести компонент к сопловой части камеры одной трубой почти невозможно.

Из охлаждающего тракта в головку ЖРД компонент подается или непосредственно (например, в А-4), или несколькими патрубками (при разъемных конструкциях).

Крепление двигателя к раме всегда делается в области головки. При креплении двигателя надо предусмотреть возможность небольшого перемещения двигателя и поворота его на некоторый угол. Это необходимо для обеспечения центровки двигателя по отношению к установке.

При проектировании наружной оболочки следует учитывать сильное расширение внутренней оболочки от воздействия высоких температур. Так, например, камера двигателя А-4 удлиняется при работе на 4,75 мм.

Для предохранения камеры двигателя от разрушения при тепловых расширениях на внешней оболочке камеры необходимо предусматривать компенсаторы. На фиг. 104 хорошо видны компенсационные кольца, установленные на наружной оболочке камеры двигателя ракеты А-4.

Примерный порядок проектирования камеры двигателя

Так как при проектировании камеры приходится решать очень много различных вопросов, то целесообразно наметить примерный порядок проектирования камеры двигателя:

1. Определяется необходимый объем камеры сгорания.
2. Исходя из анализа условий работы проектируемого двигателя выбирается форма камеры сгорания.
3. На основе определенных в тепловом расчете основных размеров сопла профилируется сопло выбранной формы (конусное или профилированное).
4. Выбирается форма головки двигателя и тип форсунок.
5. Проектируется головка двигателя.
6. Производится общая геометрическая компоновка камеры двигателя.
7. Выбирается способ охлаждения, форма и размеры охлаждающего тракта и производится проверочный расчет охлаждения.
8. Производится гидравлический расчет рубашки охлаждения.
9. Производится проверочный расчет камеры на прочность и устойчивость.
10. Производится окончательная компоновка камеры двигателя.

§ 52. ЗАПУСК И ОСТАНОВКА ЖРД

Основные требования к запуску и остановке ЖРД

Запуск и остановка двигателя являются наиболее сложными стадиями его работы. Основное требование к запуску и остановке двигателя заключается в том, чтобы обеспечить плавный выход двигателя на основной режим работы и безотказную остановку его. Для этого необходимо выполнить следующие условия.

1. При запуске двигателя в камере сгорания не должно скапываться большое количество одного или обоих компонентов топлива. Особенно опасно скопление в камере сгорания обоих компонентов, так как смеси горючего и окислителя, применяемые в ЖРД, являются сильно взрывчатыми.

Если к началу воспламенения в камере сгорания скопится большое количество компонентов, то при пуске нарастание давления будет происходить очень резко (фиг. 128). Давление поднимется выше номинального (так называемый пусковой хлопок), и это может привести к разрушению камеры.

Для того, чтобы в камере сгорания не могло скопиться большое количество компонентов, пусковая система должна обеспечить воспламенение компонентов не более чем через 0,03 сек. после поступления их в камеру.

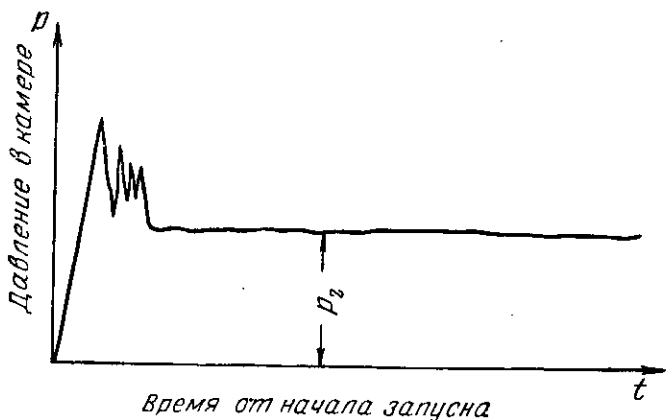
Чтобы предупредить скопление большого количества топлива в двигателях больших тяг, пусковой расход компонентов делают значительно ниже, чем рабочий расход, т. е. вводят так называемый предварительный этап работы (например, в ракете А-4 предварительная ступень).

Запуск двигателя, при котором первоначальное воспламенение осуществляется при небольшом расходе топлива, а основной расход его подается в уже работающую камеру, называется *ступенчатым запуском*.

Запуск двигателя, при котором сразу подается полный рабочий расход топлива, называется *пушечным запуском*.

2. При запуске двигателя должен строго соблюдаться порядок поступления компонентов. Желательно, чтобы компоненты поступали в камеру сгорания одновременно. Но так как практически это почти невозможно, то обычно допускается опережение подачи в камеру одного из компонентов на доли секунды. Например, для топлив на основе HNO_3 опытным путем установлено, что опережающим компонентом должно быть горючее¹.

3. Запальное устройство должно обеспечивать необходимую энергию для воспламенения топлива, так как начальное испаре-



Фиг. 128. Изменение давления при запуске ЖРД.

ние и перемешивание топлива в холодной камере сгорания происходят значительно хуже, чем в процессе горения. Очевидно, чем больше расход компонентов, тем трудней организовать их воспламенение. Поэтому в зависимости от применяемого топлива, типа двигателя и условий эксплуатации ЖРД применяют различные системы зажигания.

Классификация ЖРД по условиям эксплуатации

По условиям эксплуатации ЖРД можно разделить на следующие группы:

1. Двигатели одноразового действия. Такие двигатели запускаются и работают только один раз. Двигатели различных ракет и летающих бомб являются в основном двигателями одноразового действия.

2. Двигатели многократного действия, но однократного пуска.

¹ Г. Гартман, Ракетные топлива, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 2, Издательство иностранной литературы, 1951.

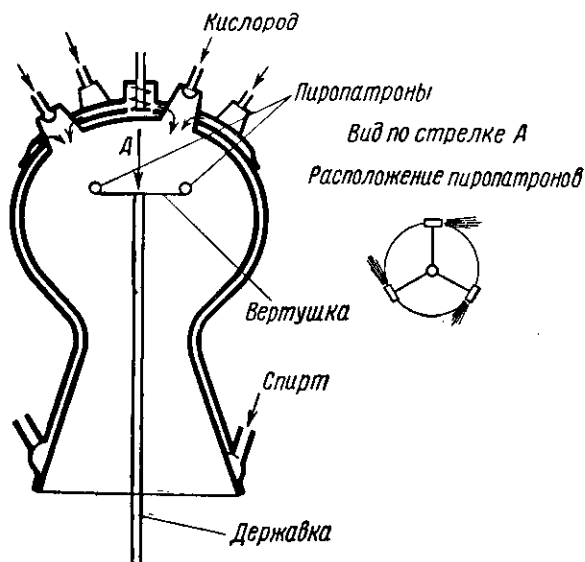
Такой двигатель может быть использован на каком-либо летательном аппарате много раз, но в период полета этого аппарата он уже повторно не запускается. Примером такого двигателя служат стартовые ускорители тяжелых бомбардировщиков.

3. Двигатели многократного действия. Такой двигатель может запускаться и останавливаться много раз в течение одного полета летательного аппарата.

Все самолетные ЖРД, используемые как основные двигатели и ускорители для маневра самолета, являются двигателями многократного действия и многократного пуска (например, ЖРД «Вальтер», установленный на самолете Me-165).

Способы зажигания

В зависимости от условий эксплуатации, применяемых компонентов и типа двигателя применяют различные системы зажигания.



Фиг. 129. Схема зажигания в ракете А-4.

1. Пиротехническое зажигание. Оно производится с помощью специального пиропатрона, который горит в течение нескольких секунд и дает факел высокой температуры ($t \approx 2000^\circ \text{C}$). Пиропатрон или монтируют в головке, как, например, в двигателе «Шмиддинг» (см. гл. X), или вводят со стороны сопла на специальной державке.

В ракете А-4 зажигание производилось введением в камеру через сопло вертушки с тремя пиропатронами, расположенными по окружности (фиг. 129). При воспламенении пиропатронов вер-

тушка начинала вращаться и вся камера заполнялась газами высокой температуры; после этого подавали небольшой расход топлива, которое воспламенялось, затем подачу топлива увеличивали.

Пиропатроны обычно воспламеняются с помощью электрической нити накаливания. Пиротехническое зажигание можно применять в двигателях всех тяг одноразового и многократного действия, но однократного пуска.

2. Химическое зажигание. При этом способе для зажигания используют самовоспламеняющееся топливо (см. гл. VI). Такое зажигание очень просто осуществляется в двигателях, работающих на самовоспламеняющихся компонентах. Обычно это двигатели многократного действия и многократного пуска.

Химическое зажигание применяется также в двигателях, работающих на несамовоспламеняющихся компонентах. В этом случае в систему подачи ЖРД монтируется специальная пусковая система, по которой при запуске в камеру сгорания сначала поступают самовоспламеняющиеся компоненты и только после образования в камере мощного факела подаются основные.

Такой двигатель менее опасен в эксплуатации, чем ЖРД, работающий только на самовоспламеняющихся компонентах. Эксплуатация его дешевле, так как самовоспламеняющиеся компоненты обычно весьма дороги.

Химическое зажигание применяется в двигателях всех тяг, однократного и многократного пуска.

3. Зажигание с помощью электрической свечи. Такое зажигание применяется в двигателях небольших тяг и в малых экспериментальных двигателях, предназначенных для стендовых испытаний. Недостаток этого способа состоит, во-первых, в сравнительно малой тепловой мощности свечи и, во-вторых, в том, что для электрического зажигания необходим источник электрической энергии, который не всегда можно разместить на летательном аппарате.

Зажигание с помощью электрической свечи удобно применять при ступенчатом запуске ЖРД для воспламенения пускового факела.

Остановка двигателя

В зависимости от условий эксплуатации и конструкции ЖРД двигатель останавливается либо путем закрытия отсечных клапанов на трубопроводах подачи компонентов, либо после полной выработки компонентов из баков.

В некоторых случаях производится ступенчатая остановка двигателя, т. е. двигатель сначала переводится на меньшую тягу и только после этого он выключается полностью (см., например, описание двигателя ракеты А-4).

При остановке двигателя, так же как и при запуске, нельзя допускать скопления компонентов в камере сгорания.

Скопление компонентов после остановки двигателя может происходить по следующим причинам. В системах с остановкой двигателя путем закрытия отсечных клапанов подачи топлива (см. гл. IX) скопление компонентов может происходить вследствие медленного «подтекания» в камеру компонентов, находящихся в различных полостях трубопровода и отсечных клапанов, а также из-за неплотного закрывания отсечных клапанов.

Для уменьшения скопления компонентов необходимо ставить отсечные клапаны возможно ближе к форсункам. Конструкция отсечных клапанов должна гарантировать полную отсечку подачи компонента.

В системах, не имеющих отсечных клапанов, т. е. работающих до полной выработки всех компонентов из баков, необходимо, чтобы первым вырабатывалось горючее.

Очень большую опасность в таких системах представляет «дополнительная» подача одного из компонентов после прекращения подачи его, которая может произойти вследствие неудачной конструкции заборных устройств в баках. При такой дополнительной подаче компонент поступает в камеру сгорания, в которой вследствие прекращения горения скопился другой компонент. Так как камера еще горячая, то происходит хлопок, нередко приводящий к взрыву.

Для обеспечения надежной остановки двигателя можно также применять продувку камеры сгорания и трубопроводов после прекращения подачи компонентов. При стендовых испытаниях двигателей продувка камеры осуществляется обычно воздухом из дополнительных магистралей, имеющих на стейде. При остановке двигателя ракеты, для того, чтобы не утяжелять его, продувка может осуществляться одним из компонентов топлива или при вытеснительной подаче — газом, вытесняющим компоненты из баков.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. Каковы особенности процесса сгорания в камере сгорания ЖРД?
2. Расскажите схему протекания процесса смесеобразования и сгорания в ЖРД. Какие зоны можно выделить в камере сгорания? Какие процессы характерны для каждой из этих зон?
3. Что называется временем пребывания топлива в камере сгорания? Как оно определяется?
4. Что называется приведенной длиной камеры? Как она связана с величиной времени пребывания?
5. Что называется тепловой напряженностью камеры сгорания? Какова размерность этой величины? Каково значение ее для обычных топок и камер сгорания ЖРД?
6. Какая величина литровой тяги характерна для камер сгорания ЖРД?
7. Какая основная величина, характеризующая работу двигателя, не учитывается при расчете объема камеры сгорания по величине тепловой напряженности и по литровой тяге?
8. Какие формы могут иметь камеры сгорания ЖРД? Перечислите достоинства и недостатки каждой из них.
9. Какие формы могут иметь сопла ЖРД? Какие основные размеры характеризуют сопла ЖРД различных форм?
10. Какие виды потерь имеются в сопле ЖРД? Как уменьшить эти потери?

11. Каково назначение форсунок? Какие типы форсунок применяются в ЖРД?
 12. Как рассчитывается струйная форсунка?
 13. Каковы особенности движения жидкости по центробежной форсунке?
 14. Какая основная величина характеризует центробежную форсунку и как она используется в расчетах?
 15. Расскажите порядок расчета центробежной форсунки.
 16. Какие требования предъявляются к смесеобразованию в ЖРД?
 17. Расскажите порядок проектирования головки камеры.
 18. Как влияет наличие больших тепловых потоков на условия работы стенок камеры?
 19. Какие материалы применяются для камер ЖРД? Перечислите их достоинства и недостатки.
 20. Расскажите примерный порядок проектирования камеры двигателя.
 21. Как производится запуск ЖРД?
 22. Какими способами осуществляется зажигание в ЖРД?
 23. Почему опасно «дополнительное» поступление компонентов в камеру сгорания после остановки двигателя?
-

Глава IX

СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 53. ТИПЫ СИСТЕМ ПОДАЧИ

Основные элементы систем подачи

В настоящее время жидкостные ракетные двигатели имеют широкое применение. В зависимости от назначения они имеют различные величины тяги и продолжительности работы. Многообразие конструкций двигателей вызывает необходимость применения различных систем подачи, наиболее подходящих для тех условий, в которых используется двигатель.

Каждая из систем подачи имеет три основных части:

1. Баки.
2. Агрегат для создания давления подачи компонентов.
3. Арматуру.

Основой частью системы подачи, определяющей все остальные ее элементы, является агрегат, создающий необходимое давление подачи.

По типу агрегата, создающего давление подачи, различают следующие системы подачи:

1. Насосную.
2. Баллонную.
3. С пороховым аккумулятором давления.
4. С жидкостным аккумулятором давления.

Последние три системы подачи имеют общую особенность: баки этих систем находятся под давлением, превышающим давление в камере, и топливо из них как бы «вытесняется» давлением газов, поэтому эти системы называются *вытеснительными*.

Рассмотрим каждую из этих систем.

Насосная система подачи

Принципиальная схема насосной системы подачи приведена на фиг. 130. Компоненты из баков 1 поступают к насосу 2 и дальше подаются насосом в камеру сгорания 4.

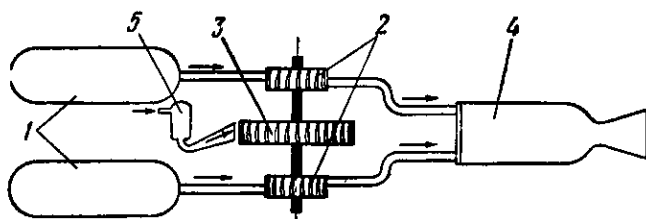
Насосную систему подачи в свою очередь можно подразделить по типу применяемых насосов и по способу приведения насосов

в действие. В ЖРД применяются в основном два типа насосов: *центробежные* и *шестеренчатые*.

Наиболее распространены в ЖРД *центробежные насосы*, которые дают возможность подавать большие расходы компонентов с необходимым давлением при малых размерах и весах насосов. *Центробежные насосы* всегда применяются при насосной подаче жидкого кислорода и других сжиженных газов. Примером *центробежного насоса* служат насосы двигателя ракеты А-4 (см. § 62).

Шестеренчатые насосы применяются при небольших расходах компонентов (не превышающих 3—5 кг/сек). Их целесообразно применять в том случае, если подача компонентов производится под очень высоким давлением.

Для приведения насосов в движение служат турбины или механический привод от какого-либо двигателя. Механический при-



Фиг. 130. Схема насосной системы подачи.

1—топливные баки; 2—насосы; 3—турбина; 4—камера двигателя; 5—парогазогенератор.

вод применяется исключительно для насосной подачи компонентов во вспомогательных самолетных ускорителях маневра, так как в этом случае имеется возможность отобрать мощность от вала основного двигателя самолета.

Примером насосной подачи с механическим приводом может служить ускоритель Р-3395, установленный на турбокомпрессорном воздушно-реактивном двигателе БМВ-003.

В автономных ЖРД с насосной подачей применяется привод насосов от турбины. Обычно турбина и насосы для обоих компонентов монтируются на одном валу и весь агрегат называется *турбонасосным агрегатом* (сокращенно ТНА), а система подачи с ТНА называется *турбонасосной*.

Для приведения в действие ТНА необходимо иметь рабочее тело—пар или газ, нагретые до высокой температуры и находящиеся под давлением. Для получения такого пара или газа устанавливается парогазогенератор той или иной конструкции (см. § 62).

Наиболее распространены парогазогенераторы, в которых после химической реакции разложения перекиси водорода образуется паро-газовая смесь необходимой температуры, поступающая затем в турбину.

Для привода ТНА могут быть использованы также и другие типы парогазогенераторов, в которых парогаз получается за счет:

1) продуктов сгорания, отбираемых непосредственно из камеры двигателя;

2) продуктов сгорания, образованных в результате медленного горения порохового заряда;

3) продуктов сгорания, образованных при сгорании топлива, на котором работает основной двигатель.

Основное отличие насосной системы подачи, составляющее ее важное преимущество по сравнению с другими, состоит в том, что в этой системе баки с компонентами топлива не находятся под давлением подачи.

Таким образом, в насосной системе подачи не требуется высокая прочность баков, вследствие чего и вес их получается небольшим. Например, в ракете А-4 вес бака для жидкого O_2 емкостью 3920 г составляет всего 126 кг.

Недостаток насосной подачи состоит в относительной сложности турбонасосного агрегата.

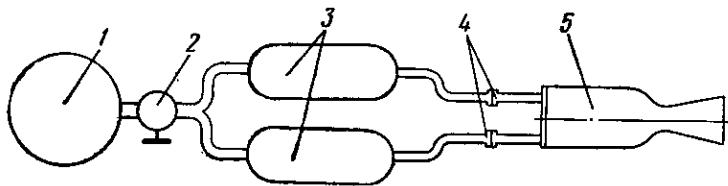
Насосную подачу целесообразно применять на двигателях с большими тягами и большим временем работы, т. е. на двигателях, имеющих баки больших размеров. На таких двигателях экономия в весе баков будет весьма ощутительной.

Примерами ЖРД с турбонасосной подачей служат двигатели ракет А-4, «Вальтер» (подробное описание этих ЖРД см. в гл. X).

Баллонная и другие вытеснительные системы подачи

По своему действию баллонная система подачи является наиболее простой. Схема ее приведена на фиг. 131.

Газ высокого давления (250—300 *ати*), заключенный в баллоне 1, поступает в газовый редуктор давления 2, где давление газа



Фиг. 131. Схема баллонной системы подачи.

1—баллон с газом высокого давления (аккумулятор давления); 2—редуктор давления; 3—топливные баки; 4—мембраны; 5—камера двигателя.

снижается до необходимой величины и откуда он поступает в баки 3. Под давлением газа топливо вытесняется из баков и по трубопроводам поступает в камеру двигателя 5, разрывая установленные на трубопроводе мембраны 4.

Основной недостаток баллонной системы состоит в том, что в ней баки находятся под давлением подачи компонентов, вследствие чего вес баков, которые должны быть очень прочными, получается очень большим. Кроме того, баллон со сжатым газом, нагруженный высоким давлением, также имеет большой вес. Зна-

чительную величину составляет также вес газа, вытесняющего компоненты. Так, например, в двигателе «Вассерфаль» вес сжатого газа равен почти 100 кг.

Если емкости для компонентов велики, то вес баков, баллонов и запаса газа при баллонной подаче достигает таких больших величин, что использовать эту систему становится невозможным. Поэтому баллонная подача применяется в ЖРД с небольшими суммарными импульсами¹.

На фиг. 185 изображен ЖРД с баллонной системой подачи.

Для уменьшения запаса газа в баллонной системе можно применять подогрев газа перед поступлением его в баки. Объем, занимаемый газом при постоянном давлении, прямо пропорционален его абсолютной температуре. Поэтому, если увеличить абсолютную температуру газа в 2 раза против комнатной (288° абс.), т. е. нагреть его до температуры 303° С (576° абс.), то вес необходимого запаса газа уменьшится в 2 раза. При этом соответственно уменьшится и вес баллона.

Для уменьшения веса всей системы вместо баллона со сжатым газом иногда применяют так называемый пороховой аккумулятор давления (сокращенно ПАД). В сравнительно небольшом объеме камеры порохового аккумулятора заключен заряд медленно горящего пороха. При сгорании пороха образуется большое количество горячего газа, который и поступает в баки для вытеснения компонентов. Примером двигателя с ПАД служит ЖРД ракеты «Тайфун» (см. гл. X).

Вместо ПАД для получения горячего газа можно применять генератор, в котором будет сгорать какая-либо смесь жидких компонентов. Продукты сгорания этих компонентов, так же как и пороховые газы, используются для вытеснения компонентов. В этом случае мы получим систему подачи с жидкостным аккумулятором давления (ЖАД).

§ 54. ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАКОВ

Типы баков и требования, предъявляемые к ним

При создании двигателя и всего летательного аппарата с ЖРД очень важно правильно спроектировать баки, так как они составляют основную часть ракеты и часто весь снаряд представляет собой «летающие баки».

В зависимости от способа подачи компонентов баки разделяют на два основных типа:

1. **Нагруженные баки**, т. е. баки, которые при работе ЖРД находятся под высоким давлением. Они применяются при любой вытеснительной системе подачи.

2. **Разгруженные баки**, т. е. баки, не находящиеся под высоким давлением при работе ЖРД. Их используют при насосной подаче компонентов.

¹ Суммарным импульсом называется произведение тяги P , развиваемой двигателем, на время его работы.

Так как баки составляют по своим размерам наибольшую часть ракеты, то они часто используются в качестве силового элемента конструкции ракеты, воспринимающего усилия, действующие на нее. Такие баки называются несущими баками.

При проектировании баков стремятся удовлетворить следующие основные требования:

1. Баки любой конструкции должны иметь малый вес. С уменьшением веса баков снижается вес ракеты и улучшаются ее свойства (например, дальность полета при данных размерах).

Это требование особенно важно учитывать при проектировании ЖРД с нагруженными баками, так как вес их всегда составляет большую часть веса конструкции всей ракеты.

Малый вес конструкции баков достигается использованием прочных и легких материалов, работающих при малых запасах прочности, а также путем выбора наиболее рациональной формы баков.

2. Баки должны обладать устойчивостью против коррозии. Это требование приобретает особую важность при работе ЖРД на агрессивных компонентах и в том случае, если необходимо длительное хранение компонентов в баках.

3. Баки должны быть просты в изготовлении и удобны в эксплуатации.

4. Баки, особенно несущие, должны обладать плавными обводами, соответствующими обводам ракеты. При установке их на ракету они должны размещаться по одной оси.

Геометрические формы и взаимное расположение баков

На фиг. 132 приведены баки различных конструкций, применяемых в ЖРД.

На фиг. 132,а показана самая распространенная схема выполнения баков, так называемая схема раздельного расположения баков для горючего и окислителя. Такие баки наиболее просты в изготовлении. Но так как по условиям прочности баки имеют донья сферической формы, между ними остается свободное пространство (заштриховано). Обычно для уменьшения размеров ракеты это пространство заполняют разного рода приборами и агрегатами.

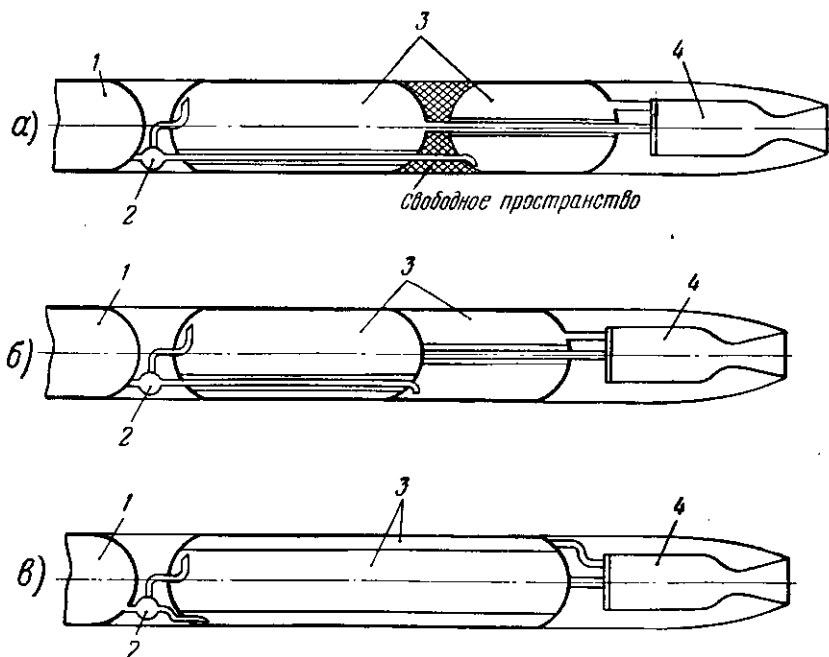
Для уменьшения общих размеров баковой части двигателя и уменьшения веса баков можно делать баки с общими для двух баков элементами (см. фиг. 132,б). Такие баки называют баками «объединенной конструкции».

Основной недостаток этой конструкции, так же как и конструкции баков с концентрическим расположением (см. фиг. 132,в), состоит в опасности соединения компонентов при малейшем нарушении герметичности перегородки между двумя баками.

Концентрическое расположение баков может быть оправдано только необходимостью обеспечить заданные летные характеристики, ибо эти баки более сложны в изготовлении, чем баки типов а) и б).

Выигрыша же в весе при этих баках не получается. Даже, наоборот, иногда вес конструкции несколько увеличивается. В силу указанных выше недостатков баки объединенной конструкции и с концентрическим расположением практического распространения не получили.

На фиг. 133 показаны спиральные баки ЖРД. Бак горючего 1 выполнен в виде спиральной трубы. Над ним расположена другая



Фиг. 132. Схемы выполнения баков.

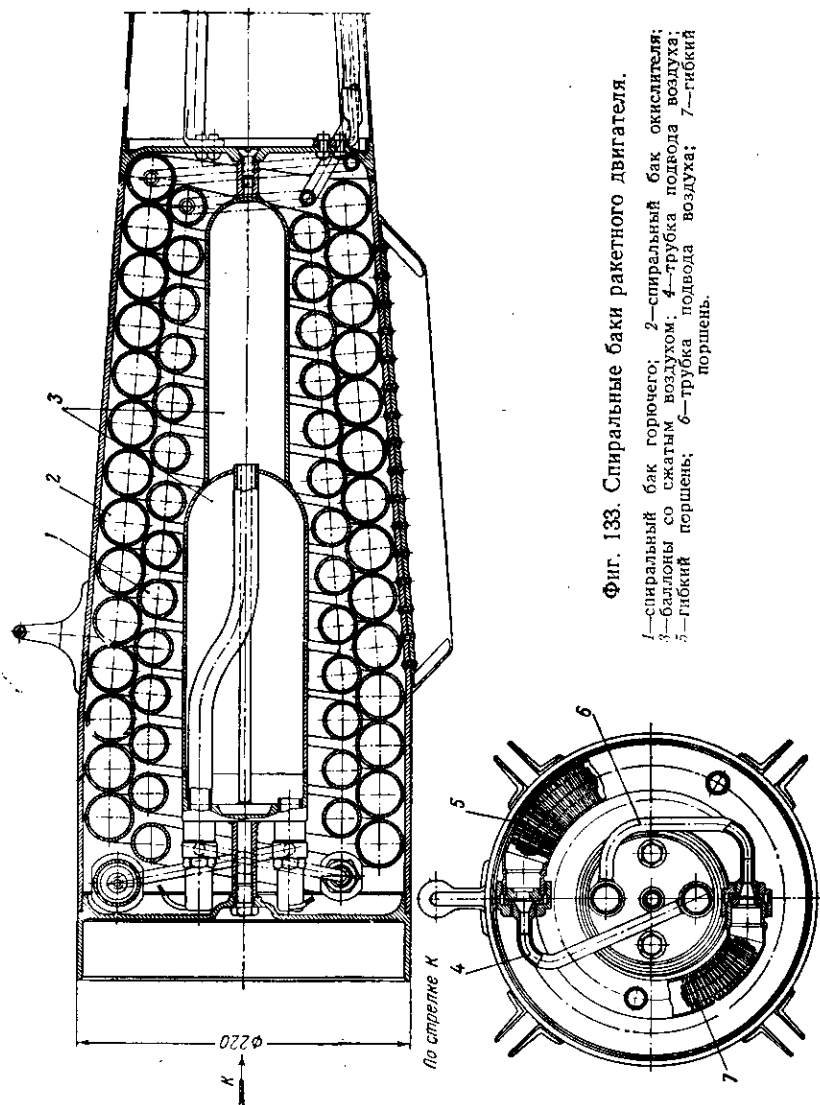
а—раздельное расположение баков; б—объединенная конструкция баков; в—концентрическое расположение баков.
1—аккумулятор давления; 2—редуктор; 3—баки; 4—камера двигателя.

спиральная труба 2, большего диаметра, которая является баком окислителя.

Этот двигатель имеет баллонную подачу. Сжатый воздух находится в резервуарах 3. Для обеспечения непрерывной подачи компонентов в баках (трубах) 1 и 2 размещены гибкие поршни 5 и 7, на которые с одной стороны действует вытесняющий воздух, подаваемый по трубам 6 и 4. Перемещаясь по спиральным трубам, поршни вытесняют топливо в камеру двигателя.

При такой конструкции уменьшается вес баков, так как необходимая толщина оболочки уменьшается пропорционально уменьшению диаметра ее. Поэтому, несмотря на увеличение длины бака такой формы, он получается достаточно легким.

Взаимное расположение баков для двигателей с вытеснительной подачей безразлично. Для двигателей с насосной подачей по



Фиг. 133. Спиральные баки ракетного двигателя.

1—спиральный бак горючего; 2—спиральный бак окислителя;
 3—баллоны со сжатым воздухом; 4—трубка подвода воздуха;
 5—гибкий першень; 6—трубка подвода воздуха; 7—гибкий поршень.

условиям работы насосов (см. § 61) целесообразнее впереди располагать баки окислителя. Но обычно расположение баков выбирается из условий достижения статической устойчивости ракеты в полете.

При проектировании бака всегда возникает вопрос о форме баков с точки зрения прочности и веса. Наилучшей формой бака является шарообразная форма. Однако в этом случае баки имели бы очень большие поперечные сечения, что привело бы к необходимости увеличивать мидель всего летательного аппарата. Поэтому обычно баки выполняют цилиндрической или близкой к ней формы со сферическими доньями.

Наибольший допустимый диаметр бака определяется конструкцией всей ракеты. Однако в последние годы заметно стремление увеличить отношение длины бака к его диаметру. Так, если в ЖРД образца 1944—1947 гг. величины отношений $\frac{l}{d}$ баков выполнялись порядка 5—7 (А-4, «Вассерфаль» и др.), то в более поздних конструкциях отношение $\frac{l}{d}$ баковой части имеет величину порядка 10—12 (ракеты «Аэроби», «Ника», «Корпорел» и др.).

Внутреннее устройство баков

В конструкции бака необходимо предусмотреть установку важных для работы баков деталей: приспособлений для заправки, сливных и предохранительных клапанов. В ЖРД с вытеснительной подачей многофазового действия иногда необходимо предусмотреть возможность сброса давления из бака. В некоторых баках (например, бак ракеты А-4) сделаны специальные люки для возможности осмотра и ремонта баков.

Значительную трудность при проектировании баков представляет обеспечение непрерывной подачи компонентов топлива из баков в камеру двигателя. Это объясняется тем, что в полете ракеты с ЖРД могут возникать ускорения во всех направлениях и в связи с этим возможно временное оголение заборного устройства баков (особенно в конце работы ЖРД). Вследствие возникающего перерыва в подаче компонентов может произойти взрыв камеры.

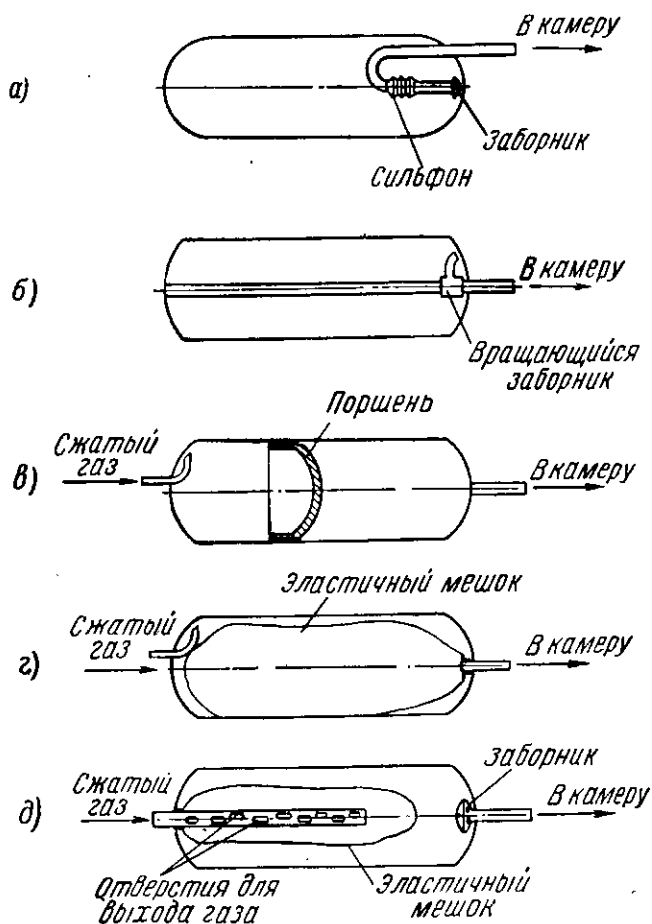
На фиг. 134 приводятся несколько основных схем устройств, применяющихся для обеспечения бесперебойной подачи компонентов из баков в камеру двигателя.

При вытеснительной подаче возможно вспенивание и образование воронок на поверхности компонента в результате действия на него струи вытекающего газа. Для предохранения компонента от вспенивания применяют различные специальные перегородки между компонентом и поступающим в бак газом.

В двигателе «Шмиддинг» (см. гл. X) газ подавался в специальный мешок из эластичной резины, поэтому соприкосновения газа с компонентом не было.

В двигателе ракеты «Шметтерлинг» компоненты вытеснялись с помощью поршня, который сам передвигался под давлением поступающего газа.

При вытеснительной подаче с ПАД или ЖАД необходимо ограничивать температуру поступающих в бак газов в пределах допу-



Фиг. 134. Схемы заборных устройств для подачи компонентов из баков.

стимой (обычно $800-900^{\circ}\text{C}$), чтобы при повышении температуры стенок баков не уменьшилась их прочность. В этом случае горячие газы можно охлаждать, впрыскивая в них воду или пропуская через один из компонентов трубопровод, по которому подается газ.

Расчет объема баков

Полный объем бака V складывается из следующих составляющих объемов.

1. Расчетный объем необходимого количества компонента $V_{\text{расч}}$. Так как секундный расход $G_{\text{комп}}$ и время работы ЖРД t известны, то

$$V_{\text{расч}} = \frac{G_{\text{комп}} t}{\gamma}, \quad (\text{IX.1})$$

где γ — удельный вес данного компонента в кг/м^3 .

2. Объем гарантийного запаса компонента $V_{\text{гар}}$. Гарантийный запас компонента необходим для обеспечения надежной работы ЖРД в последний период работы двигателя.

Никакое заборное устройство (кроме систем с мешком или поршнем) не может обеспечить полного отбора компонента из бака. В зависимости от конструкции заборника некоторая часть компонента остается в баке неиспользованной. Кроме того, наличие гарантийного запаса компонента сильно снижает возможность оголения заборного устройства.

Гарантийный запас необходим также для того, чтобы компенсировать возможные отклонения действительных секундных расходов от расчетных. Поэтому гарантийный запас должен обеспечить работу двигателя в течение заданного промежутка времени при расходах, несколько превышающих расчетные.

Величина $V_{\text{гар}}$ может быть принята в размере $2 \div 5\%$ от $V_{\text{расч}}$. Обычно гарантийный запас берут тем больше, чем менее совершенно заборное устройство и больше маневренность ракеты.

3. Объем воздушной подушки $V_{\text{под}}$. Воздушная подушка необходима для того, чтобы при увеличении температуры компонента во время хранения заправленной ракеты давление в баке не повышалось бы чрезмерно.

Воздушная подушка также является демпфером, смягчающим удар при запуске (в случае баллонной подачи).

Обычно величину $V_{\text{под}}$ берут равной $3 \div 6\%$ от $V_{\text{расч}}$.

Зная $V_{\text{расч}}$, $V_{\text{гар}}$ и $V_{\text{под}}$, находим полный объем бака

$$V = V_{\text{расч}} + V_{\text{под}} + V_{\text{гар}}. \quad (\text{IX.2})$$

При подсчете полного объема бака надо учитывать загромождение бака изнутри трубопроводами, заборными и пролетными трубами.

Пример 13. Подсчитать объем баков топлива и окислителя ЖРД, работающего на топливе: керосин ($\gamma_{\text{г}} = 820 \text{ кг/м}^3$) и 96%-ная азотная кислота ($\gamma_{\text{HNO}_3} = 1560 \text{ кг/м}^3$, если тяга двигателя $P = 3000 \text{ кг}$, удельная тяга $P_{\text{уд}} = 210 \text{ кг.сек/кг}$, время работы ЖРД $t = 60 \text{ сек}$, действительное отношение расхода окислителя к расходу топлива $\nu = 4,5$).

Определяем необходимый расход топлива

$$G = \frac{P}{P_{\text{уд}}} = \frac{3000}{210} = 14,3 \text{ кг/сек.}$$

Находим расход горючего $G_{\text{г}}$ и окислителя $G_{\text{о}}$. По формуле (V.14')

$$G_{\text{г}} = \frac{G}{1+\nu} = \frac{14,3}{1+4,5} = 2,6 \text{ кг/сек; } G_{\text{о}} = G - G_{\text{г}} = 14,3 - 2,6 = 11,7 \text{ кг/сек.}$$

Находим расчетные объемы баков. Расчетный объем бака для горючего

$$V_{\text{расч. г}} = \frac{G_{\text{г}} t}{\gamma_{\text{г}}} = \frac{2,6 \cdot 60}{820} = 0,19 \text{ м}^3.$$

Расчетный объем бака для окислителя

$$V_{\text{расч. о}} = \frac{G_{\text{о}} t}{\gamma_{\text{HNO}_3}} = \frac{11,7 \cdot 60}{1560} = 0,45 \text{ м}^3.$$

Определяем полные объемы баков. Считаем для топлива объем гарантийного запаса равным 5% расчетного объема и объем воздушной подушки $V_{\text{под}}$ равным 5% расчетного. Тогда полный объем бака горючего равен

$$V_{\text{г}} = V_{\text{расч. г}} + V_{\text{гар}} + V_{\text{под}} = 0,19 + 0,05 \cdot 0,19 + 0,05 \cdot 0,19 = 0,209 \text{ м}^3.$$

Так как расчетный объем бака для окислителя больше, чем для горючего, то объемы гарантийного запаса и газовой подушки берем меньшими, чем для горючего, и равными

$$V_{\text{гар}} = 2\% \text{ от } V_{\text{расч. о}} \text{ и } V_{\text{под}} = 3\% \text{ от } V_{\text{расч. о}}.$$

Тогда полный объем бака для окислителя равен

$$V_{\text{о}} = V_{\text{расч. о}} + V_{\text{гар}} + V_{\text{под}} = 0,45 + 0,02 \cdot 0,45 + 0,03 \cdot 0,45 = 0,4725 \text{ м}^3.$$

Округлив до третьего знака, считаем полный объем бака равным

$$V_{\text{о}} = 0,472 \text{ м}^3.$$

Расчет баков на прочность

Расчет баков на прочность производят, как расчет тонкостенных сосудов.

При насосной подаче в первом приближении расчетное давление в баках $p_{\text{расч}}$ можно принять равным 2—3,5 кг/см².

При баллонной подаче расчетное давление берут на 15÷25% выше необходимого давления подачи в бак p_6 , которое определяют после окончательной разработки всей гидравлической системы. Очевидно, что необходимое давление подачи p_6 равно давлению в камере сгорания плюс сумма всех потерь давления на пути компонента от бака до камеры сгорания, т. е.

$$p_6 = p_2 + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}}, \quad (\text{IX. 3})$$

где p_2 — давление в камере сгорания;

$\Delta p_{\text{ф}}$ — потери давления в форсунке;

$\Delta p_{\text{охл}}$ — потери в рубашке охлаждения;

$\Delta p_{\text{труб}}$ — потери в трубопроводах;

$\Delta p_{\text{кл}}$ — потери в клапанах.

Все потери на пути компонента от баков до камеры сгорания подсчитываются по обычным формулам гидравлики (см. ниже, § 64).

Гидравлическая система двигателя проектируется так, чтобы давление в баках было бы одинаковым. Это сильно упрощает всю систему подачи. Неравенство гидравлических сопротивлений трактов горючего и окислителя ликвидируется постановкой специальных дроссельных шайб. Эти же шайбы используются для обеспе-

чения необходимого расхода компонентов топлива и их соотношения.

Зная $p_{расч}$ для баков цилиндрической формы, находят необходимую толщину стенки бака δ по формуле

$$\delta = \frac{p_{расч} d}{2\sigma} \text{ см,} \quad (\text{IX. 4})$$

где d — внутренний диаметр бака в см;

σ — допустимое напряжение на растяжение для выбранного материала баков в кг/см².

При вытеснительной подаче с ПАД или ЖАД стенки бака разогреваются до температуры 300—350° С. Поэтому надо учитывать понижение прочности материала при повышенных температурах. Расчет днища баков производят в зависимости от их формы.

Для наиболее распространенных сферических днищ расчетная формула имеет вид

$$\delta = \frac{p_{расч} d}{4\sigma}. \quad (\text{IX. 5})$$

Материалы для баков

При выборе материала для баков исходят из указанных выше требований, предъявляемых к бакам.

Минимального веса конструкции можно достичь, применяя материалы с высокими механическими свойствами или малым удельным весом.

Многие специальные стали обладают очень высокими механическими свойствами. При соответствующей термообработке эти стали могут выдержать напряжение до 120 кг/мм².

Однако трудность использования таких сталей заключается в том, что при сварке их трудно получить прочность сварного шва, равную прочности самой стали. Кроме того, после сварки баки требуют проведения термообработки, что при больших размерах бака осуществить довольно сложно. К тому же эти стали дороги.

При проектировании ЖРД одноразового действия надо возможно шире использовать малодефицитные материалы, чтобы значительно снизить стоимость всей конструкции.

Так как для большинства горючих не требуются баки с высокой коррозионной устойчивостью, то для изготовления этих баков применяют обычно высокопрочные, но не устойчивые против коррозии стали типа 30ХГСА.

При выборе материала баков для окислителя необходимо иметь в виду следующее. Баки для агрессивных окислителей (HNO₃, H₂O₂ и др.) должны обладать высокой коррозионной стойкостью. Кроме того, материал баков для H₂O₂ не должен содержать в себе элементов, являющихся катализаторами разложения перекиси водорода (особенно меди).

Основные данные некоторых конструкционных материалов

Характеристика материала	Марка материала								
	Сталь 08	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 45	Нержавеющая сталь типа 1Х18Н9Т	Сталь типа 30Х1СА	Сталь типа 30ХМА	Медь технически чистая	Алюминиевый сплав
Предел прочности σ_b в кг/мм ² в зависимости от температуры	300° С—46	100° С 30,6	100° С—38	100° С—60,5	25° С—65	25° С—100	25° С—68,8	25° С—23	25° С—47,6
	400° С—36	200° С—40,3	200° С—48	200° С—70,2	95° С—58		205° С—66		100° С—43,4
	500° С—25	300° С—38,5	300° С—44	300° С—72,8	205° С—52,8		315° С—67,8		150° С—40,6
	600° С—16	500° С—20,1	400° С 36	500° С—38,3	315° С—53,4		425° С—58,8		205° С—37,1
			500° С—25		425° С—51		480° С—51		260° С—18,2
					535° С—46		535° С—45,5		315° С—10,5
Предел текучести $\sigma_{0,2}$ в кг/мм ² в зависимости от температуры	300° С—14	100° С—20,4	100° С—22	100° С—33,8	25° С—25,9	25° С—80	25° С—51,7	25° С—7	25° С—31,5
	400° С—12	200° С—20,9	200° С—24	200° С—35,7	95° С—20,8		205° С—51,5		100° С—29,1
	500° С—11	300° С—10,6	300° С—16	300° С—26,3	205° С—16,4		315° С—49,2		150° С—27,3
	600° С—6	500° С—8,6	400° С—13,5	500° С—17,9	315° С—15,4		425° С—46,1		205° С—24,5
			500° С—10		425° С—13,85		480° С—41,5		260° С—16,1
					535° С—12,0		535° С—37,3		315° С—9,1
Модуль упругости E в кг/мм ² в зависимости от температуры	25° С—19000	25° С—19800	25° С—20000	—	30° С—19300	—	20° С—20600	11200	25° С—7200
					705° С—13700		425° С—12900		150° С—6800
					815° С—9300		650° С—8750		260° С—5760
Удельный вес γ в г/см ³	7,83	7,83	7,82	7,814	7,9	7,75	—	8,93	—

При баллонной подаче баки для агрессивных окислителей делают из нержавеющей сталей типа 1X18H9T (ЭЯ1Т). Сталь 1X18H9T хорошо сваривается, т. е. при ее сварке не образуется окалина; однако эта сталь требует точного выполнения режима сварки и термообработки, иначе необходимые механические свойства шва не будут достигнуты.

Недостаток материала типа 1X18H9T в том, что он сравнительно дорог из-за большого содержания в нем никеля.

При насосной подаче баки для HNO_3 можно изготавливать из алюминиевых сплавов типа АК и АМг.

Баки для агрессивных компонентов выполняют иногда также из высокопрочных металлов, не стойких против коррозии. Внутренность бака в этом случае покрывают какой-либо защитной пленкой: лаком, воском или оксидной пленкой. Примером таких баков с покрытием могут служить баки для перекиси водорода ракеты А-4.

Материалы баков для жидкого кислорода должны обладать хорошей прочностью при низких температурах. Обычно кислородные баки изготавливают из нержавеющей сталей или алюминиевых сплавов.

В табл. 26 приведены характеристики металлов, применяемых для изготовления баков.

§ 55. РАСЧЕТ РАЗМЕРА БАЛЛОНА И ЗАПАСА ГАЗА ПРИ БАЛЛОННОЙ ПОДАЧЕ

При расчете баллонной подачи необходимо определить объем баллона и запас сжатого газа, служащего для вытеснения компонентов из баков.

В обычных системах баллонной подачи для вытеснения применяется воздух или азот. В последние годы стали использовать гелий (система подачи парогазогенератора ракеты «Нептун»). Преимущество гелия перед воздухом и азотом состоит в том, что он имеет меньший молекулярный вес, а следовательно, при одинаковых условиях и меньший удельный вес. В связи с этим вес гелия, необходимого для вытеснения 1 м^3 , при одинаковых условиях будет в 7 раз меньше, чем вес азота.

Кроме того, при дросселировании гелия в редукторе в противоположность азоту или воздуху температура гелия возрастает, что приводит к дополнительному уменьшению необходимого веса вытесняющего газа.

Изменение температуры вытесняющего газа в процессе подачи

Разберем процессы, происходящие при баллонной подаче (см. фиг. 131).

Газ высокого давления вытекает из баллона и дросселируется в редукторе 2 до давления подачи, при котором и поступает в баки. При вытекании газа из баллона 1 оставшийся там газ будет расширяться и температура его будет падать. В результате понижения температуры газа к нему будет подводиться тепло от теплых стенок баллона. Но так как этот подвод тепла незначи-

ден, то температура газа в баллоне в конечном счете понижается, т. е. в баллоне *I* имеет место политропическое расширение с показателем политропы *n*, меньшим, чем при адиабатическом расширении, т. е.

$$1 < n < k.$$

Воспользовавшись уравнением политропического процесса, можно подсчитать конечную температуру газа в баллоне по выражению

$$T_{г. \text{кон}} = T_{г. \text{нач}} \left(\frac{p_{г. \text{кон}}}{p_{г. \text{нач}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (\text{IX. 6})$$

Обозначив величину $\left(\frac{p_{г. \text{кон}}}{p_{г. \text{нач}}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ через коэффициент c_1 , получим

$$T_{г. \text{кон}} = T_{г. \text{нач}} c_1. \quad (\text{IX. 7})$$

Величина коэффициента c_1 зависит от перепада давлений $\frac{p_{г. \text{кон}}}{p_{г. \text{нач}}}$ и показателя политропы *n*, определяемого интенсивностью передачи тепла от стенки к газу. Можно считать величину *n* равной примерно 1,33. В табл. 27 приведены значения коэффициента c_1 , подсчитанные при значении $n=1,33$.

В процессе вытекания газа из баллона температура его постепенно понижается от величины $T_{г. \text{нач}}$ до $T_{г. \text{кон}}$.

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, поступающая в баки, газ подогревается от стенок баков.

Все эти изменения температуры учесть теоретически очень трудно. Для упрощения мы не будем учитывать изменения температуры газа в процессе дросселирования и нагрев его от стенок баков. В этом случае каждая порция газа, поступающая в бак *З*, имеет температуру, равную температуре газа в баллоне *I* в данный момент. Поэтому первая порция газа при запуске двигателя поступает в бак при температуре $T_{г. \text{нач}}$, а самая последняя порция в конце работы двигателя при температуре $T_{г. \text{кон}}$. Все эти порции газа перемешиваются в баке, вследствие чего средняя температура газа будет промежуточной между $T_{г. \text{нач}}$ и $T_{г. \text{кон}}$, т. е.

$$T_{г. \text{кон}} < T_{б. \text{кон}} < T_{г. \text{нач}}. \quad (\text{IX. 8})$$

Условно можно записать, что температура газа в баке в конце подачи имеет величину

$$T_{б. \text{кон}} = c_2 T_{г. \text{нач}}. \quad (\text{IX. 9})$$

Величина коэффициента c_2 меньше единицы, но больше, чем значение c_1 . Значения его при $n=1,33$ приведены в табл. 27.

Если учесть изменение температуры газа в процессе дросселирования, то для азота и воздуха значение c_2 будет уменьшаться по

сравнению с данными табл. 27, а для гелия — увеличиваться. Для гелия величину c_2 нужно брать на 10% выше, чем указано в табл. 27.

Таблица 27

Значения коэффициентов c_1 и c_2 в зависимости от отношения $\frac{p_{г.нач}}{p_{г.кон}}$ при $n=1,33$

$\frac{p_{г.нач}}{p_{г.кон}}$	10	7	4	2
c_1	0,55	0,60	0,70	0,82
c_2	0,75	0,80	0,87	0,90

Расчет объема баллона и запаса газа

Для расчета объема баллона и запаса газа служат следующие исходные данные: общий объем бака горючего и окислителя V_6 , давление подачи компонентов p_6 , а также свойства вытекающего газа, т. е. газовая постоянная R в $кгм/кг^{\circ}C$, и начальная температура газа $T_{г.нач.}$

Начальное давление газа в баллоне определяется условием заполнения баллона. Конечное давление в баллоне должно быть несколько выше, чем давление подачи p_6 на величину минимального перепада давления в редукторе $\Delta p_{ред.}$, необходимого для того, чтобы обеспечить нормальную работу редуктора.

Обычно величина $\Delta p_{ред.}$ равна 5—10 *ата*.

Рассмотрим состояние вытекающего газа перед началом подачи и в конце ее. Перед началом подачи весь газ заключен в баллоне, и по уравнению состояния можно написать

$$p_{г.нач} V_{газ} = G_{газ} RT_{г.нач} \quad (IX. 10)$$

где $G_{газ}$ — количество газа, заключенного в баллоне, в *кг*;

R — газовая постоянная в $кгм/кг^{\circ}C$.

В конце подачи газ находится частично в баллоне, частично в баках.

Состояние газа в баллоне можно выразить уравнением

$$p_{г.кон} V_{газ} = G_{г.кон} RT_{г.кон} \quad (IX. 11)$$

где $p_{г.кон}$; $T_{г.кон}$; $G_{г.кон}$ — давление, температура и вес газа, оставшегося в баллоне к концу подачи. Конечное давление в баллоне равно

$$p_{г.кон} = p_6 + \Delta p_{ред.} \quad (IX. 12)$$

Состояние газа в баках к концу подачи определится по уравнению

$$p_6 V_6 = G_6 RT_{6.кон} \quad (IX. 13)$$

где G_6 — количество газа, поступившего в баки к концу подачи, в *кг*.

Из формулы (IX. 10) находим

$$G_{\text{газ}} = \frac{p_{\text{г. нач}} V_{\text{газ}}}{RT_{\text{г. нач}}} \quad (\text{IX. 14})$$

Из формулы (IX. 13)

$$G_6 = \frac{p_6 V_6}{RT_{6, \text{кон}}} \quad (\text{IX. 15})$$

Вес газа в баллоне и баках в конце работы двигателя равен начальному

$$G_{\text{газ}} = G_{\text{г. кон}} + G_6, \quad (\text{IX. 16})$$

откуда

$$G_{\text{г. кон}} = G_{\text{газ}} - G_6 = \frac{p_{\text{г. нач}} V_{\text{газ}}}{RT_{\text{г. нач}}} - \frac{p_6 V_6}{RT_{6, \text{кон}}} \quad (\text{IX. 17})$$

Подставив полученные значения $p_{\text{г. кон}}$ и $G_{\text{г. кон}}$ в формулу (IX. 11), получим

$$(p_6 + \Delta p_{\text{ред}}) V_{\text{газ}} = \left(\frac{p_{\text{г. нач}} V_{\text{газ}}}{RT_{\text{г. нач}}} - \frac{p_6 V_6}{RT_{6, \text{кон}}} \right) RT_{\text{г. кон}} \quad (\text{IX. 18})$$

Вводя указанные выше связи между начальными и конечными температурами (IX. 7) и (IX. 9) и подставив эти выражения в формулу (IX. 18), получим

$$(p_6 + \Delta p_{\text{ред}}) V_{\text{газ}} = \left(\frac{p_{\text{г. нач}} V_{\text{газ}}}{RT_{\text{г. нач}}} - \frac{p_6 V_6}{Rc_2 T_{\text{г. нач}}} \right) R c_1 T_{\text{г. нач}} \quad (\text{IX. 19})$$

Отсюда после преобразований и сокращений получим:

$$V_{\text{газ}} = \frac{p_6 V_6 \frac{c_1}{c_2}}{c_1 p_{\text{г. нач}} - (p_6 + \Delta p_{\text{ред}})} \quad (\text{IX. 20})$$

Объем баллона прямо пропорционален давлению подачи и объему баков; он уменьшается с увеличением начального давления и не зависит от газовой постоянной применяемого газа. Зная величину объема баллона $V_{\text{газ}}$, по (IX. 14) находим вес необходимого запаса газа

$$G_{\text{газ}} = V_{\text{газ}} \frac{p_{\text{г. нач}}}{RT_{\text{г. нач}}}.$$

Вес газа зависит от его свойств. С увеличением газовой постоянной он уменьшается.

Пример 14. Определить объем баллона для сжатого воздуха и вес воздуха в баллоне для ЖРД с баллонной подачей, если полный объем бака с горючим равен $V_{\text{г}} = 0,209 \text{ м}^3$, а объем бака для окислителя $V_0 = 0,472 \text{ м}^3$. Давление подачи компонентов из баков $p_6 = 30 \text{ кг/см}^2$. Начальная температура газа $T_{\text{г. нач}} = 20^\circ \text{С}$. Давление в баллоне принимаем равным 250 кг/см^2 .

Определяем суммарный объем баков горючего и окислителя

$$V_6 = V_{\text{г}} + V_0 = 0,209 + 0,472 = 0,681 \text{ м}^3.$$

Считаем, что редуктор обеспечивает нормальную подачу при разности давлений в баллоне и баке, равной $\Delta p_{\text{ред}} = 7 \text{ кг/см}^2$.

Находим давление в баллоне к концу работы $p_{г. кон}$

$$p_{г. кон} = p_6 + \Delta p_{ред} = 30 + 7 = 37 \text{ кг/см}^2.$$

Отношение начального давления в баллоне к конечному равно

$$\frac{p_{г. нач}}{p_{г. кон}} = \frac{250}{37} = 6,75.$$

По табл. 27 находим коэффициенты c_1 и c_2 для этого отношения $\frac{p_{г. нач}}{p_{г. кон}}$

$$c_1 = 0,61;$$

$$c_2 = 0,81.$$

По формуле (IX.20) находим объем баллона

$$V_{газ} = \frac{p_6 V_6 \frac{c_1}{c_2}}{c_1 p_{г. нач} - (p_6 + \Delta p_{ред})} = \frac{30 \cdot 10^4 \cdot 0,681 \cdot \frac{0,61}{0,81}}{0,61 \cdot 250 \cdot 10^4 - (30 \cdot 10^4 + 7 \cdot 10^4)} = 0,156 \text{ м}^3.$$

Вес газа, заключенного в баллоне, определяем по уравнению состояния

$$p_{г. нач} V_{газ} = G_{газ} R T_{г. нач},$$

откуда

$$G_{газ} = \frac{p_{г. нач} V_{газ}}{R T_{г. нач}} = \frac{250 \cdot 10^4 \cdot 0,156}{29,3 \cdot 293} = 45,4 \text{ кг}.$$

Расчет баллонов на прочность

Для уменьшения веса баллоны для сжатого газа выгоднее всего делать шарообразной формы. В этом случае толщину стенки баллона δ подсчитывают по формуле

$$\delta = \frac{pd}{4\sigma} \text{ см}, \quad (\text{IX. 21})$$

где p — расчетное давление в баллоне в кг/см^2 ; принимается с запасом в 25% от номинального, т. е.

$$p = 1,25 p_{г. нач}; \quad (\text{IX. 22})$$

d — внутренний диаметр баллона в см ;

σ — допустимое сопротивление на разрыв в кг/см^2 .

Внутренний диаметр d находится по известному объему баллона $V_{газ}$. Так как

$$V_{газ} = \frac{1}{6} \pi d^3, \quad (\text{IX. 23})$$

то

$$d = \sqrt[3]{\frac{6V_{газ}}{\pi}}. \quad (\text{IX. 24})$$

После этого вместо (IX. 21) получим

$$\delta = \frac{p}{4\sigma} \sqrt[3]{\frac{6V_{газ}}{\pi}}. \quad (\text{IX. 25})$$

Но если по своему размеру шаровой баллон не входит в мидель ракеты, то приходится делать баллоны цилиндрической формы со сферическими доньями. В этом случае толщину стенки цилиндрической части баллона определяют по формуле

$$\delta = \frac{pd}{2\sigma}. \quad (\text{IX. 26})$$

Толщину доньев определяют по формуле (IX. 21). Вес таких баллонов будет значительно больше, чем вес шаровых баллонов.

Баллоны для сжатого газа следует изготавливать из высокопрочных сталей, обладающих хорошей способностью к сварке, например, из стали 30ХГСА.

Выбор начального давления в баллоне

Начальное давление в баллоне $p_{г. нач}$ выбирают исходя из следующих соображений. Очевидно, чем больше $p_{г. нач}$, тем меньше будет объем, занимаемый этим баллоном, что очень существенно, если необходимо в конструкции ракеты ограниченных размеров разместить шаровой баллон.

Можно показать, что вес шарового баллона мало зависит от начального давления в нем. Действительно, вес шарового баллона Q_6 со средним диаметром d при удельном весе материала γ_m равен

$$Q_6 = \pi d^2 \delta \gamma_m. \quad (\text{IX. 27})$$

Так как

$$\delta = \frac{p_{г. нач} d}{4\sigma}, \quad (\text{IX. 28})$$

то

$$Q_6 = \frac{\pi d^3 p_{г. нач} \gamma_m}{4\sigma}. \quad (\text{IX. 29})$$

Подставив сюда значение d из (IX. 24) и p из (IX. 22), получим

$$Q_6 = \frac{6 \cdot 1,25 \cdot p_{г. нач} \gamma_m \cdot V_{газ}}{4\sigma} = 1,87 \frac{p_{г. нач} \gamma_m V_{газ}}{\sigma}. \quad (\text{IX. 30})$$

Подставив V_r из (IX. 20), получим

$$Q_6 = 1,87 \frac{\gamma_m p_6 V_6 \frac{c_1}{c_2} p_{г. нач}}{\sigma [c_1 p_{г. нач} - (p_6 + \Delta p_{ред})]},$$

или

$$Q_6 = 1,87 \frac{p_6 V_6 \frac{c_1}{c_2}}{\left[c_1 - \frac{p_6 + \Delta p_{ред}}{p_{г. нач}} \right]} \frac{\gamma_m}{\sigma}. \quad (\text{IX. 31})$$

Из формулы (IX. 31) видно, что при заданном давлении и объеме топливных баков p_6 и V_6 вес баллона зависит только от разности в скобках

$$\left(c_1 - \frac{p_6 + \Delta p_{ред}}{p_{г. нач}} \right)$$

и отношения $\frac{c_1}{c_2}$.

При увеличении $p_{г.нач}$ эти величины изменяются очень незначительно. Например, если

$$p_{г.кон} = p_б + \Delta p_{ред} = 33 + 7 = 40,$$

то при изменении $p_{б.нач}$ от 280 до 320 величина $Q_б$ увеличится менее чем на 1%.
 Таким образом, повышение начального давления в баллоне $p_{г.нач}$ по существу не влияет на вес баллона и способствует уменьшению его размеров.

Однако наибольшая величина начального давления в баллоне ограничивается возможностями заправочных средств. При заправке баллона компрессорами наибольшее давление принимается равным 250–300 *ати*, так как увеличение давления сверх указанного усложняет компрессор.

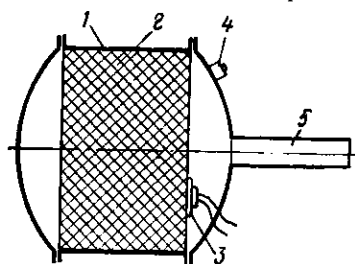
При заправке баллонов с помощью испарения жидкого газа это соображение отпадает и начальное давление можно брать более высоким. В этом случае оно ограничивается возможностями изготовления толстостенных баллонов и арматуры на весьма высокие давления.

§ 56. РАСЧЕТ ПОРОХОВОГО И ЖИДКОСТНОГО АККУМУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

Устройство и работа порохового аккумулятора давления

Устройство порохового аккумулятора давления (ПАД) показано на фиг. 135.

В прочном корпусе 1 размещается шашка (или набор шашек) медленно горящего пороха. При запуске двигателя эти шашки воспламеняются с помощью воспламенителя 3, состоящего из дымного ружейного пороха или термитной смеси. Зажигание воспламенителя осуществляется при помощи электрического тока. В результате горения пороха образуются газы высокой температуры, которые под необходимым давлением по трубке 5 поступают в баки горючего и окислителя.



Фиг. 135. Схема порохового аккумулятора давления.

1—корпус; 2—порох; 3—воспламенитель; 4—предохранительный клапан сброса давления; 5—трубка для выхода горячих газов.

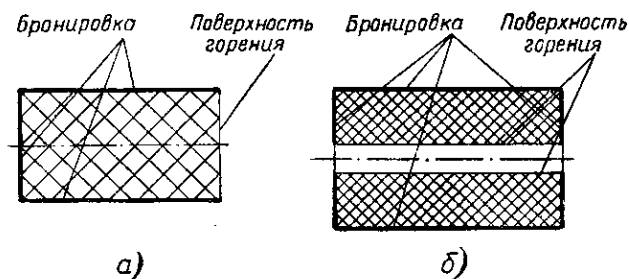
Давление в ПАД зависит от объема образующихся в единицу времени продуктов сгорания. Для предотвращения повышения давления сверх необходимого на корпусе ПАД устанавливается клапан сброса давления 4.

При продолжительной работе ПАД возможны перегрев и потеря прочности корпуса; чтобы это предотвратить, стенки ПАД необходимо делать охлаждаемыми.

Как известно, порох горит не в массе, а параллельными слоями, только с поверхности. Для того, чтобы получить равномерное по

Время горения пороховой шашки, а следовательно, и постоянное выделение пороховых газов, необходимое для равномерного вытеснения топлива из баков, нужно иметь строго постоянную поверхность горения. Для этого применяются так называемые бронированные шашки. Часть поверхности бронированной пороховой шашки покрыта составом, не допускающим горения пороха. Горение бронированной шашки может происходить только на открытой поверхности.

Если необходимо поддерживать равномерное по времени горение пороховой шашки, открытыми (небронированными) оставляют торцы ее (один или оба). У такой шашки поверхность горения остается постоянной и равной площади торца (фиг. 136,а). Следо-



Фиг. 136. Бронированные пороховые шашки.

а — шашка с постоянной поверхностью горения; б — шашка с переменной поверхностью горения.

ательно, остается постоянным и весовое количество пороха, сгорающего в единицу времени G_n .

На фиг. 136,б показана также бронированная шашка с неравномерной поверхностью горения, увеличивающейся за счет увеличения диаметра горячей поверхности.

Расчет размеров шашки ПАД

При расчете размеров шашки ПАД необходимо учитывать следующие требования:

1) секундный объем пороховых газов, поступающих в бак, должен быть равен необходимому секунднему объемному расходу топлива (горючего и окислителя);

2) время горения шашки должно быть равным времени работы двигателя.

Количество пороха, сгоревшего в единицу времени, определяется по формуле

$$G_n = F_n u \gamma_n \text{ кг/сек}, \quad (\text{IX. 32})$$

где F_n — поверхность горения пороха в м^2 ;

γ_n — удельный вес пороха в кг/м^3 ;

$\gamma_n = 1,4 \div 1,6 \text{ г/см}^3 = 1400 \div 1600 \text{ кг/м}^3$;

u — скорость горения пороха в м/сек .

Скорость горения пороха u зависит от начальной температуры пороховой шашки $t_{нач}$, т. е. от температуры, при которой начинается горение пороха, и от давления, при котором происходит сгорание пороха.

Для большинства применяемых порохов зависимость скорости горения u от давления может быть определена в виде

$$u = u_1 p^n \text{ см/сек}, \quad (\text{IX. 33})$$

где p — давление в кг/см^2 ;

u_1 — скорость горения пороха в см/сек при давлении в 1 кг/см^2 , зависящая от состава пороха и температуры начального горения;

n — показатель степени при давлении p , зависящий от состава пороха.

Средние значения показателей степени n и скоростей горения некоторых ракетных порохов приведены в табл. 28¹.

Показатели горения некоторых порохов

Таблица 28

Тип пороха	Показатель степени n	Скорость горения u_1 в см/сек			Температура горения в $^{\circ}\text{абс.}$
		-18°C	21°C	60°C	
JP	0,71	0,0683	0,0832	0,1011	3170
JPN	0,69	0,0762	0,0879	0,1069	3170
A-2	0,65	0,0528	0,0608	0,0699	2470
Немецкий	0,71	0,0233	0,0270	0,0315	—
Японский	0,42	0,1183	0,1324	0,1485	—
A-3	0,52	0,1993	0,2135	0,2283	—
A-1	0,69	0,0785	0,0913	0,1060	3270
Медленно горящий нитроглицириновый	0,70	0,0323	0,0775	0,0436	2330

При расчете ПАД нам известен секундный освобождаемый объем баков

$$V_{\text{сек}} = \frac{G_r}{\gamma_r} + \frac{G_o}{\gamma_o} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (\text{IX. 34})$$

С другой стороны, объем продуктов сгорания пороха, образуемых в 1 сек., равен

$$V_{\text{сек.п}} = \frac{G_p}{\gamma_{п.сг}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{IX. 35})$$

¹ Р. Н. Уимпресс, Внутренняя баллистика пороховых ракет, Издательство иностранной литературы, 1952.

г.д. G_n — количество пороха, сгоревшего в единицу времени, в кг/сек;

$\gamma_{п.ср}$ — удельный вес продуктов сгорания пороха в кг/м³ при давлении подачи p_6 .

При вытеснительной системе подачи компонентов с помощью ПАД

$$V_{сек} = V_{сек.п} = \frac{G_n}{\gamma_{п.ср}} \quad (IX. 36)$$

По уравнению состояния газов

$$\gamma_{п.ср} = \frac{p_6}{RT} \text{ кг/м}^3, \quad (IX. 37)$$

где

R — газовая постоянная продуктов сгорания пороха в кгм/кг°С;
 T — температура продуктов сгорания пороха в ° абс., развивающаяся если порох горит при *постоянном давлении*;
 p_6 — давление подачи в кг/м².

Произведение RT принято называть «*приведенной силой пороха*». Оно обозначается f_0 . Для порохов, перечисленных в табл. 28, величина $f_0 = \sim 80\,000 \div 100\,000$ кгм/кг.

Подставив (IX. 32) и (IX. 37) в уравнение (IX. 36), получим

$$V_{сек} = \frac{F_n u \gamma_n RT}{p_6} = \frac{F_n u \gamma_n f_0}{p_6}, \quad (IX. 38)$$

откуда находим необходимую поверхность горения пороха

$$F_n = \frac{p_6 V_{сек}}{u \gamma_n RT}. \quad (IX. 39)$$

Температура горения пороха в зависимости от его сорта находится в пределах 2500—3300° абс.

Очевидно, что газы такой высокой температуры подавать в бакн нельзя. Их необходимо охлаждать до температуры 700—900° С, т. е. в 3—3,5 раза. Необходимое охлаждение продуктов сгорания может происходить за счет охлаждения пороховых газов при протекании их через подводящие трубопроводы, а также за счет отдачи тепла через стенки баков и к вытесняемой жидкости. Если такое охлаждение окажется недостаточным, то необходимо применить принудительное охлаждение нагретых газов.

Так как температура продуктов сгорания, поступающих в баки, будет ниже температуры горения пороха, то для получения необходимого секундного расхода топлива и давления подачи необходимо сжигать в 1 сек. большее количество пороха, чем было определено при теоретическом расчете по формуле (IX. 39). Количество пороха, сгорающего в 1 сек., должно быть увеличено во столько раз, во сколько уменьшается абсолютная температура газов.

Изменение температуры пороховых газов, поступающих в баки, учитывается коэффициентом $\psi > 1$.

Температура газов в баках горючего и окислителя может быть различной, так как горячие продукты сгорания пороха, для кото-

рого обычно $\alpha < 1$, попадая в окислительный бак, могут догорать, взаимодействуя с парами окислителя. Поэтому температура газов в баке окислителя будет выше, чем в баке горючего, где такое догорание происходить не может.

При этом если в баке окислителя происходит догорание пороховых газов, то величина ψ для него будет меньшей, чем для бака горючего.

Окончательная формула для определения необходимой поверхности горения пороховой шашки с учетом охлаждения пороховых газов примет вид

$$F_{\text{п}} = \frac{p_6 V_{\text{сек}}}{u_{\text{гн}} RT} \psi = \frac{p_6 V_{\text{сек}}}{u_{\text{гн}} f_0} \psi. \quad (\text{IX. 40})$$

Для того, чтобы при всех условиях обеспечить заданные давления пороховых газов в баке, скорость горения пороха u в формуле (IX. 40) берется при наименьшей возможной в эксплуатации температуре начала горения пороха.

Если температура начала горения будет больше расчетной, то и скорость u будет большей, вследствие этого расход и давление газов будут больше расчетного. Именно по этой причине в системе ПАД необходимо устанавливать клапан сброса давления.

Длина пороховой шашки L подсчитывается исходя из необходимого времени работы ЖРД τ

$$L = u\tau \text{ см.} \quad (\text{IX. 41})$$

При расчете длины пороховой шашки скорость горения пороха u надо брать исходя из наибольшей возможной температуры начала горения, а следовательно, из наибольшей скорости горения пороха. Если величину u брать по средней или наименьшей температуре, длина шашки L будет недостаточной для обеспечения необходимого времени работы двигателя при высокой температуре окружающей среды и подача компонентов в необходимом количестве прекратится раньше, чем это необходимо.

Пример 15. Определить размеры пороховых шашек ПАД для ЖРД с баллонной подачей, работающего на 96%-ной азотной кислоте ($\gamma_0 = 1560 \text{ кг/м}^3$) и керосине ($\gamma_{\text{г}} = 820 \text{ кг/м}^3$); соотношение компонентов $\nu = 4,5$.

Тяга $P = 2000 \text{ кг}$. Удельная тяга $P_{\text{уд}} = 211 \text{ кгсек/кг}$. Время работы $\tau = 30 \text{ сек}$. Давление подачи $p_6 = 40 \text{ кг/см}^2$.

Определим расходы компонентов.

Суммарный расход компонентов по формуле (1.12)

$$G = \frac{P}{P_{\text{уд}}} = \frac{2000}{211} = 9,52 \text{ кг/сек.}$$

Расход горючего и окислителя определяем по формуле (V.14')

$$G_{\text{г}} = \frac{G}{1+\nu} = \frac{9,52}{5,5} = 1,73 \text{ кг/сек}; \quad G_0 = \frac{\nu G}{1+\nu} = \frac{4,5 \cdot 9,52}{1+4,5} = 7,79 \text{ кг/сек.}$$

По формуле (IX. 34) определяем секундный освобождаемый объем баков $V_{\text{сек}}$

$$V_{\text{сек}} = \frac{G_{\text{г}}}{\gamma_{\text{г}}} + \frac{G_0}{\gamma_0} = \frac{1,73}{820} + \frac{7,79}{1560} = 0,0071 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Берем немецкий порох; удельный вес (плотность заряжения) пороха $\gamma_{\text{п}} = 1,5 \text{ г/см}^3 = 1500 \text{ кг/м}^3$, сила пороха $f_0 = 80000 \text{ кгм/кг}$, скорость горения пороха

u при давлении в 1 ата и наиболее низкой температуре работы двигателя, которую считаем равной -40°C , составляет $u_{-40^{\circ}\text{C}} = 0,0203 \text{ см/сек}$ (получено линейной экстраполяцией данных табл. 28); $n = 0,71$.

Тогда, при $p_6 = 40 \text{ ата}$,

$$u_{-40^{\circ}\text{C}}; p_6 = 40 \text{ ата} = u_{-40^{\circ}\text{C}} p_6^n = 0,0203 \cdot 40^{0,71} = 0,28 \text{ см/сек} = 0,28 \cdot 10^{-2} \text{ м/сек.}$$

Не учитывая возможного догорания пороховых газов в баке окислителя и считая для обоих баков $\psi = 3,3$, по формуле (IX.40) находим необходимую поверхность горения пороха

$$F_{\text{п}} = \frac{40 \cdot 10^4 \cdot 0,0071 \cdot 3,3}{0,28 \cdot 10^{-2} \cdot 1500 \cdot 80000} = 0,278 \text{ м}^2.$$

Составляем заряд ПАД из семи шашек, имеющих бронированную боковую поверхность и горящих с обоих торцов.

Необходимая поверхность горения торца каждой шашки $f_{\text{п}}$ равна

$$f_{\text{п}} = \frac{1}{2} \frac{F_{\text{п}}}{7} = \frac{0,278}{2 \cdot 7} = 0,0198 \text{ м}^2.$$

Диаметр каждой шашки равен

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} f_{\text{п}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 0,0198} = 0,159 \text{ м} = 15,9 \text{ см.}$$

Определяем длину пороховой шашки L . Так как горение происходит с двух торцов, то длина шашки равна

$$L = 2u\tau.$$

Считаем, что наибольшая температура, при которой предполагается эксплуатация ЖРД, равна 50°C . При такой температуре и заданном давлении скорость горения выбранного нами пороха равна $0,415 \text{ см/сек}$. Поэтому длина шашки

$$L = 2 \cdot 0,415 \cdot 30 = 24,9 \text{ см.}$$

Расчет жидкостного аккумулятора давления

Жидкостным аккумулятором давления (ЖАД) называется агрегат, вырабатывающий газ для вытеснения топлива из баков ЖРД за счет сжигания жидких топлив.

Система подачи с ЖАД установлена, например, на французской одноступенчатой метеорологической ракете «Вероника». ЖАД этой ракеты работает на самовоспламеняющемся топливе. Подача компонентов топлива в ЖАД осуществляется сжатым воздухом.

Расчет жидкостного аккумулятора давления проводят в следующем порядке.

1. Зная компоненты, при сгорании которых будет образовываться газ для вытеснения, и зная давление подачи топлива в двигатель p_6 , задаемся произведением RT для продуктов сгорания топлива, на котором работает ЖАД. При отсутствии данных о величинах RT нужно произвести расчет сгорания топлива ЖАД.

2. Зная RT и давление, определяем удельный вес полученных продуктов сгорания по уравнению (IX.37)

$$\gamma_{\text{п. ст}} = \frac{p_6}{RT}.$$

3. Очевидно, так же как и при расчете ПАД, имеет место равенство (IX. 36)

$$V_{\text{сек}} = \frac{G}{\gamma_{\text{п. ст}}},$$

где $V_{\text{сек}}$ — секундный освобождаемый объем баков в $\text{м}^3/\text{сек}$; определяется по формуле (IX. 34);

G — секундный суммарный расход компонентов в ЖАД в $\text{кг}/\text{сек}$.

На основании формул (IX. 37) и (IX. 36) определяем необходимый суммарный расход компонентов в ЖАД

$$G = V_{\text{сек}} \gamma_{\text{п. ст}} = V_{\text{сек}} \frac{p_6}{RT} \text{ кг/сек.} \quad (\text{IX. 42})$$

4. Так же как и в ПАД, получившиеся газы необходимо охладить до $800 \div 900^\circ \text{C}$.

Следовательно, секундный расход компонентов необходимо увеличить во столько раз, во сколько происходит уменьшение температуры образовавшихся газов. Это увеличение расхода учитывается коэффициентом ψ .

Окончательная расчетная формула имеет вид

$$G = V_{\text{сек}} \frac{p_6}{RT} \psi. \quad (\text{IX. 43})$$

§ 57. РЕДУКТОР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Устройство и работа редуктора

В ЖРД с баллонной подачей редукторы давления служат для понижения давления газа, поступающего из баллона высокого давления в баки с компонентами, и являются одним из основных элементов этой системы подачи.

Кроме того, в ЖРД редукторы давления используются в системах подачи для управления двигателем, для питания автоматики его газом необходимого давления, для подачи компонентов в парогазогенератор и в ЖАД.

Понижение давления газа в редукторе происходит вследствие дросселирования (мятия) газа при протекании его из полости высокого давления в полость низкого давления через проходное сечение малой площади. Это сечение образуется клапаном и его седлом. Сущность процесса мятия состоит в том, что в узком сечении, образованном 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 на трение 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, происходит понижение температуры газа; для водорода и гелия — повышение ее. При баллонной подаче надо учитывать изменение температуры реального газа при дросселировании его в редукторе.

Величина понижения давления при дросселировании определяется размером дросселирующего отверстия между клапаном и седлом.

Свойства редуктора в значительной мере определяются тем, в каком направлении открывается клапан редуктора. По этому признаку редукторы разделяются на *редукторы прямого и обратного действия*.

В редукторе прямого действия (фиг. 137,а) клапан открывается в направлении усилия, возникающего за счет действия газа высокого давления (по потоку газа).

В редукторе обратного действия (фиг. 137,б) клапан открывается против усилия, возникающего за счет действия давления газа высокого давления (против потока газа).

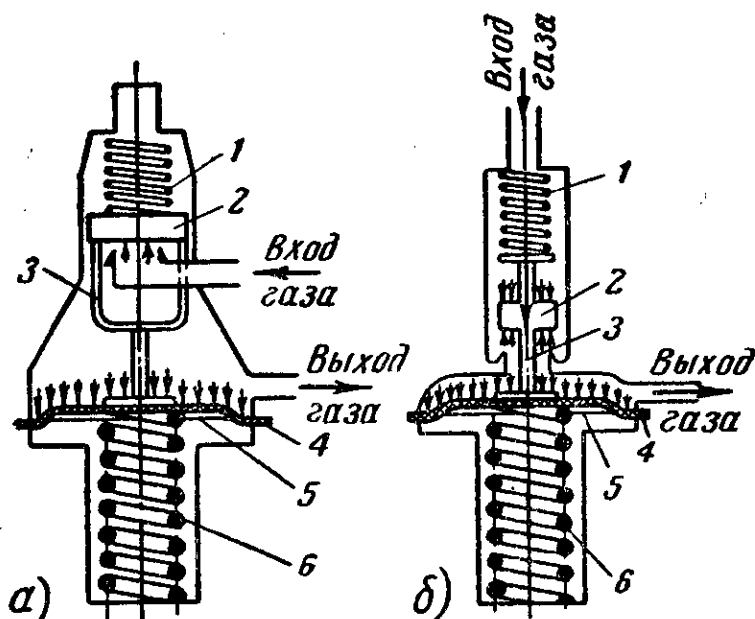
В ЖРД обычно применяются редукторы обратного действия.

Работа редуктора обратного действия

Рассмотрим более подробно работу редуктора обратного действия (фиг. 138 и 139).

Когда редуктор не работает, пружина 5 находится в свободном состоянии. Газ высокого давления поступает в полость высокого давления 1 и прижимает клапан 2 к седлу 3, не допуская прохода газа через клапан. Герметичность клапана достигается также за счет действия пружины 7, дополнительно прижимающей клапан к седлу. В этом случае редуктор выполняет роль отсечного клапана.

При сжатии регулирующим винтом 4 основной пружины редуктора 5 возникает усилие, которое через шток 6 передается на клапан

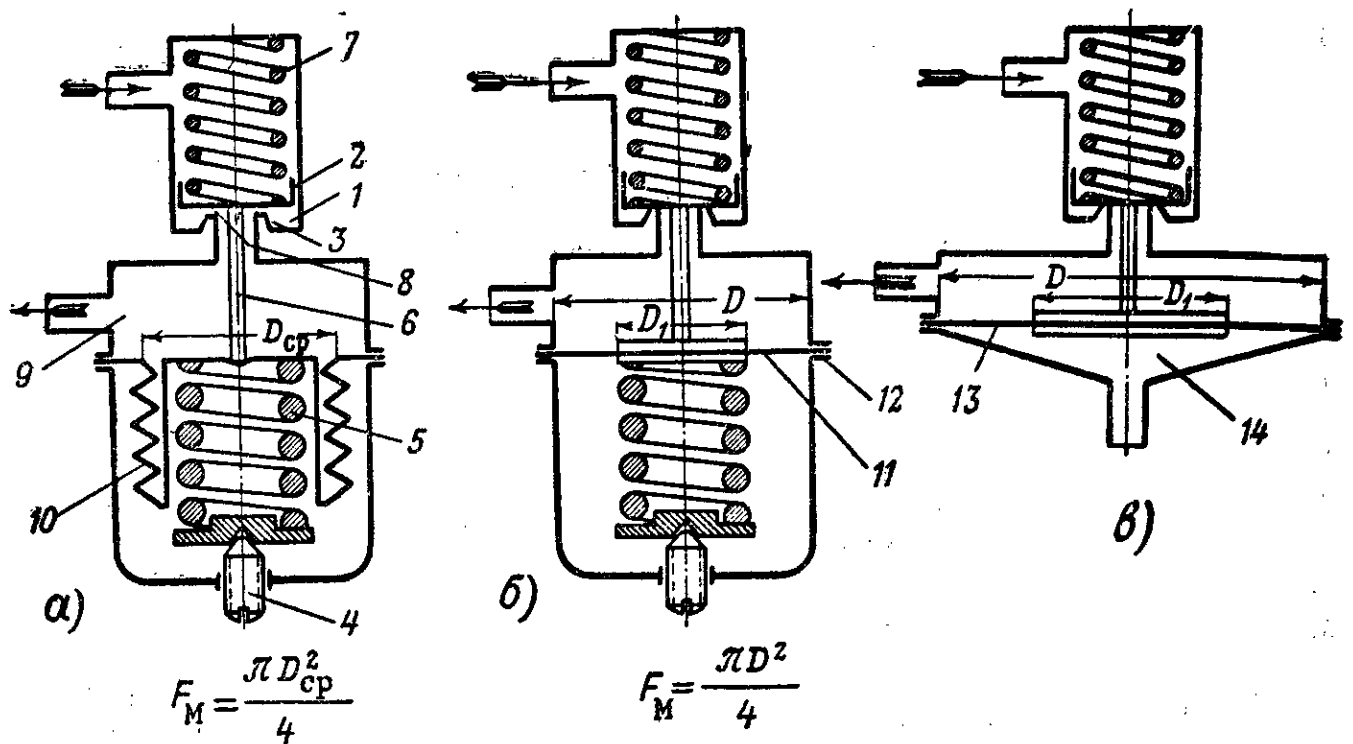


Фиг. 137. Схема редукторов прямого и обратного действия.

а — редуктор прямого действия; б — редуктор обратного действия.
1 — запорная пружина; 2 — клапан; 3 — толчок; 4 — мембрана; 5 — нажимной диск; 6 — нажимная пружина.

пан 2. Сжатие пружины производится до того момента, когда сила давления ее становится больше суммарной силы пружины 7, силы давления газа высокого давления, прижимающего клапан 2 к седлу 3, и давления газа в полости низкого давления на поверхность F_m (сильфона или мембраны).

При этом клапан 2 открывается, газ проходит через дросселирующее сечение 8, давление его падает и газ поступает в полость низкого давления 9, откуда через выходное отверстие направляется в систему подачи. Чем больше затяжка пружины 5, тем больше открывается клапан редуктора, тем меньше дросселируется газ, т. е. тем больше будет его давление после редуктора.



Фиг. 138. Различные схемы редукторов обратного действия.

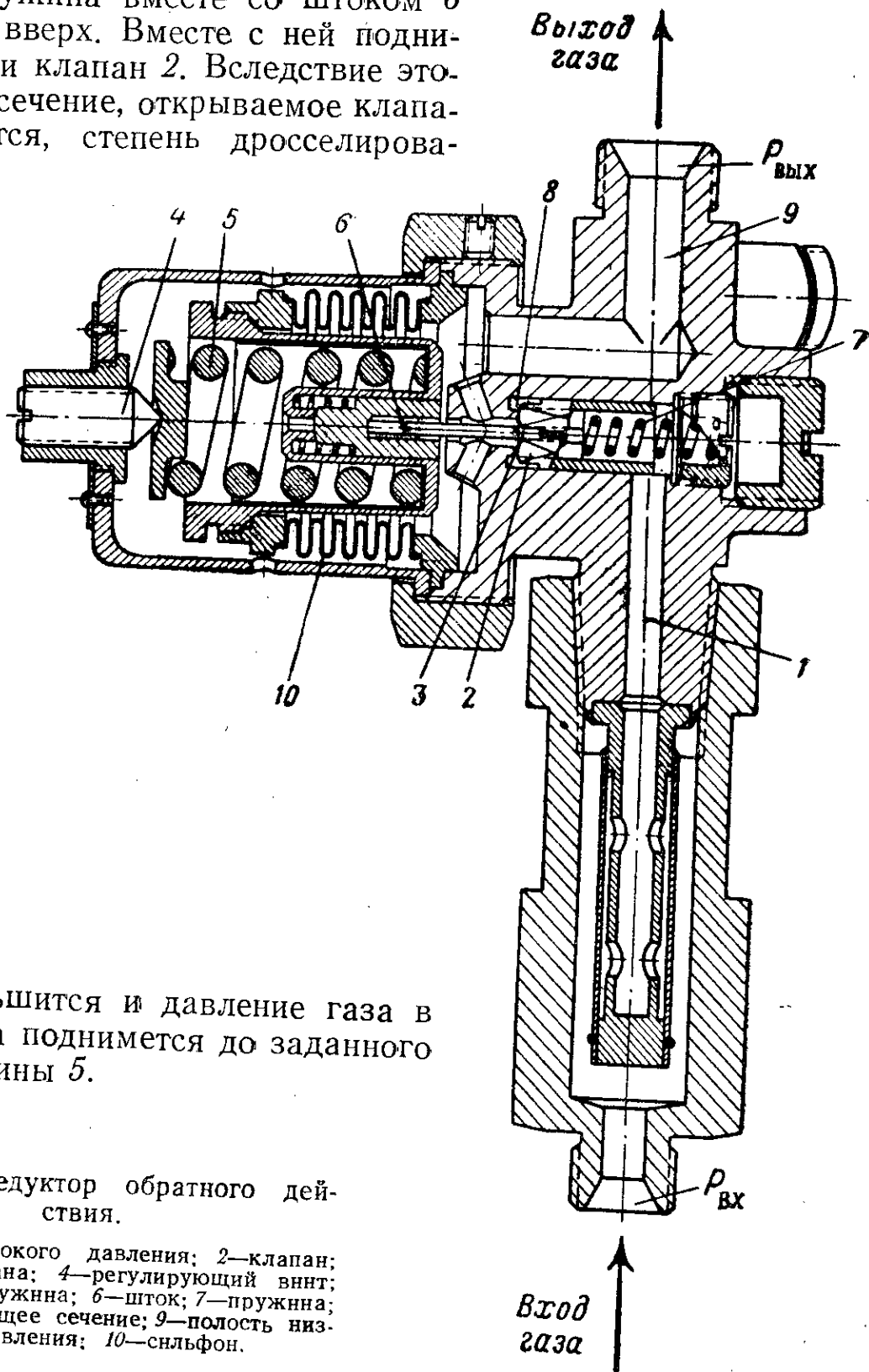
1—полость высокого давления; 2—клапан; 3—седло клапана; 4—регулирующий винт; 5—основная пружина; 6—шток; 7—пружина; 8—дросселирующее сечение; 9—полость низкого давления; 10—сильфон; 11—мембрана; 12—место зажима мембраны; 13—мембрана; 14—полость газа пневматического привода.

Редуктор давления газа не только уменьшает давление его до необходимой для работы баков величины, но и является регулятором, сохраняющим давление в баках постоянным, несмотря на то, что давление на входе в редуктор, т. е. давление в баллоне, все время падает.

Действительно, если, например, давление в полости низкого давления 9 возрастет выше заданного и определенного затяжкой пружины 5, то суммарное усилие на поверхность F_m становится настолько большим, что оно преодолевает силу пружины 5. Шток 6 вместе с клапаном 2 перемещается вниз и клапан 2 уменьшает проходное сечение под клапаном. Поступление газа в полость 9 при этом уменьшается до тех пор, пока давление в ней не станет опять равным заданному и определенному затяжкой пружины 5.

Если давление в полости 9 станет ниже заданного, то уменьшится сила давления на поверхность F_m , действующая против пружины 5.

жины 5. Пружина вместе со штоком 6 переместится вверх. Вместе с ней поднимается вверх и клапан 2. Вследствие этого проходное сечение, открываемое клапаном, увеличится, степень дросселирова-



ния газа уменьшится и давление газа в полости 9 снова поднимется до заданного затяжкой пружины 5.

Фиг. 139. Редуктор обратного действия.

- 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.

Характеристики редуктора обратного действия

Как было показано в предыдущем параграфе, 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 меняется давление и на выходе из него.

Зависимость давления на выходе $p_{\text{вых}}$ от давления на входе в редуктор $p_{\text{вх}}$ называется *характеристикой редуктора*.

Различают два типа характеристик редуктора.

Зависимость давления на выходе из редуктора от давления на входе при отсутствии расхода газа называется *статической характеристикой*.

Эта же зависимость при расходе газа через редуктор называется *динамической характеристикой*.

Для того, чтобы определить характеристику редуктора, т. е. найти зависимость $p_{вх}$ от $p_{вых}$, составим уравнение равновесия подвижных частей редуктора при открытом клапане (см. фиг. 138). Силы, действующие вверх, будем считать положительными, вниз — отрицательными.

При работе редуктора вверх действует только сила пружины 5 которая равна

$$P_{пр} = (Q_2 - K_2 h_x),$$

где Q_2 — сила давления пружины 5 при закрытом клапане редуктора в кг;

K_2 — жесткость пружины 5 в кг/см;

h_x — подъем клапана в см.

Вниз действуют следующие силы:

1) Сила, возникающая от разности давлений на клапан 2

$$-(p_{вх} - p_{вых}) f_{кл},$$

где $f_{кл}$ — площадь проходного сечения подводящего отверстия.

2) Сила давления на клапан 2 пружины 7

$$-(Q_1 + K_1 h_x),$$

где Q_1 — сила давления пружины 7 при закрытом клапане (сила предварительной затяжки) в кг;

K_1 — жесткость пружины 7 в кг/см.

3) Сила давления газа в полости низкого давления на мембрану или сильфон

$$-p_{вых} F_m a_m,$$

где F_m — площадь поверхности мембраны или сильфона, на которую действует газ низкого давления;

a_m — коэффициент, учитывающий собственную жесткость мембраны и зависящий от величины деформации мембраны (подробнее о величине a_m см. ниже).

При равновесии редуктора сумма всех этих сил равна нулю, уравнение равновесия подвижных частей редуктора будет иметь вид

$$(Q_2 - K_2 h_x) - (p_{вх} - p_{вых}) f_{кл} - (Q_1 + K_1 h_x) - p_{вых} F_m a_m = 0. \quad (IX. 44)$$

Величина подъема клапана h_x связана с расходом газа, протекающего через дросселирующее сечение редуктора.

Площадь дросселирующего сечения редуктора $f_{дрос}$ определяется боковой поверхностью цилиндра с диаметром, равным диаметру

клапана $d_{\text{кл}}$, и высотой, равной его подъему h_x (см. фиг. 141). Она составит

$$f_{\text{дрос}} = \pi d_{\text{кл}} h_x.$$

Расход газа G через редуктор будет определяться следующими уравнениями.

При докритическом перепаде давления¹, т. е. при

$$\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} > \delta_{\text{кр}} = 0,528 \quad (\text{для воздуха})$$

$$G = \mu \pi d_{\text{кл}} h_x \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_{\text{ВХ}}}{v_{\text{ВХ}}} \left[\left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}; \quad (\text{IX. 45})$$

где μ — коэффициент расхода клапана, равный $0,65 \div 0,7$.

По уравнению состояния

$$v_{\text{ВХ}} = \frac{RT_{\text{ВХ}}}{p_{\text{ВХ}}}.$$

Подставив в (IX. 45) выражение удельного объема, получим

$$G = \mu \pi d_{\text{кл}} h_x p_{\text{ВХ}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT_{\text{ВХ}}} \left[\left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (\text{IX. 46})$$

При обозначении

$$A = \mu \pi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT_{\text{ВХ}}} \left[\left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (\text{IX. 47})$$

получаем

$$G = A d_{\text{кл}} p_{\text{ВХ}} h_x, \quad (\text{IX. 48})$$

откуда

$$h_x = \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{ВХ}}}. \quad (\text{IX. 49})$$

При закритическом перепаде давлений

$$\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \leq \delta_{\text{кр}} = 0,528 \quad (\text{для воздуха})$$

и

$$G = \mu \pi d_{\text{кл}} h_x \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{p_{\text{ВХ}}}{v_{\text{ВХ}}}} \quad (\text{IX. 50})$$

¹ В термодинамике обычно критическое отношение давлений обозначают

буквой $\beta_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{кр}}}{p_{\text{ВХ}}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$.

или, аналогично предыдущему,

$$G = \mu \pi d_{\text{кл}} h_x p_{\text{вх}} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{1}{RT_{\text{вх}}}}. \quad (\text{IX. 51})$$

Если опять обозначить

$$A = \mu \pi \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{1}{RT_{\text{вх}}}}, \quad (\text{IX. 52})$$

то

$$G = A d_{\text{кл}} h_x p_{\text{вх}}, \quad (\text{IX. 53})$$

откуда

$$h_x = \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}}. \quad (\text{IX. 54})$$

Таким образом, при любом режиме истечения газа через клапан (докритическом или закритическом) перемещение клапана h_x можно определять по формуле

$$h_x = \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}}. \quad (\text{IX. 55})$$

При этом, однако, величина A для докритического и закритического течения газа должна подсчитываться соответственно по разным формулам: (IX. 47) и (IX. 52).

Подставив значение h_x из (IX. 55) в (IX. 44), получим уравнение характеристики

$$Q_2 - K_2 \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}} - (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) f_{\text{кл}} - \left(Q_1 + K_1 \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}} \right) - p_{\text{вых}} F_{\text{м}} a_{\text{м}} = 0. \quad (\text{IX. 56})$$

Раскрыв скобки и произведя перегруппировку членов уравнения, получим

$$Q_2 - Q_1 - (K_2 + K_1) \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}} - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}} - p_{\text{вых}} (F_{\text{м}} a_{\text{м}} - f_{\text{кл}}) = 0, \quad (\text{IX. 57})$$

откуда

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{м}} a_{\text{м}} - f_{\text{кл}}} \left(Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}} - (K_2 + K_1) \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}} \right). \quad (\text{IX. 58})$$

Таким образом получено уравнение характеристики редуктора, т. е. зависимость $p_{\text{вых}}$ от $p_{\text{вх}}$.

Произведение $F_{\text{м}} a_{\text{м}}$ называют *приведенной площадью мембраны* и обозначают

$$F_{\text{прив}} = F_{\text{м}} a_{\text{м}}. \quad (\text{IX. 59})$$

Тогда уравнение (IX. 58) запишется в виде

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{прив}} - f_{\text{кл}}} \left(Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}} - (K_2 + K_1) \frac{G}{A d_{\text{кл}} p_{\text{вх}}} \right). \quad (\text{IX. 60})$$

Проведем анализ уравнения характеристики редуктора. Если положить расход газа через редуктор равным нулю $G=0$, то получится уравнение статической характеристики редуктора

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_M a_M - f_{\text{кл}}} (Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}}), \quad (\text{IX. 61})$$

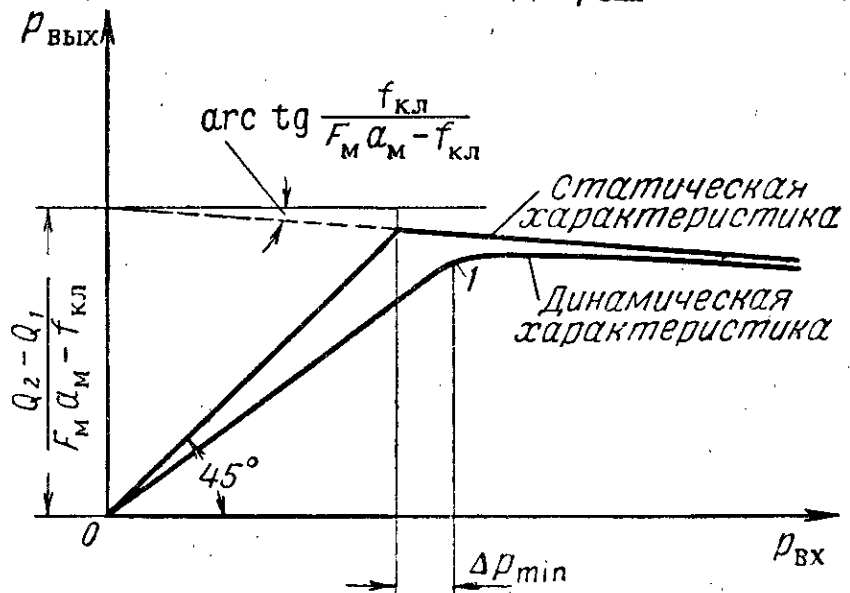
или

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{F_{\text{прив}} - f_{\text{кл}}} (Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}}) = \frac{Q_2 - Q_1}{F_{\text{прив}} - f_{\text{кл}}} - \frac{p_{\text{вх}} f_{\text{кл}}}{F_{\text{прив}} - f_{\text{кл}}}. \quad (\text{IX. 62})$$

Эта характеристика приведена на фиг. 140.

Уравнение статической характеристики показывает, что с уменьшением давления на входе $p_{\text{вх}}$ давление на выходе $p_{\text{вых}}$ несколько возрастает. Такая зависимость характерна для редукторов обратного действия. Крутизна характеристики зависит от величины отношения

$\frac{f_{\text{кл}}}{F_M a_M - f_{\text{кл}}}$. При этом чем меньше эта величина, тем более пологой будет статическая характеристика редуктора. Следовательно, для уменьшения изменения давления газа в процессе редуцирования при данном размере клапана надо увеличивать площадь мембраны F_M .



Фиг. 140. Характеристика редуктора.

Из уравнений (IX. 61) и (IX. 62) также видно, что для получения заданной величины $p_{\text{вых}}$ при увеличении значения $(Q_2 - Q_1)$ надо увеличивать и величину $(F_M a_M - f_{\text{кл}})$.

Как видно из выражения (IX. 60), на протекание динамической характеристики влияет еще третий член уравнения. Влияние этого члена на изменение $p_{\text{вых}}$ обратно влиянию второго члена уравнения, входящего в уравнение статической характеристики.

Степень влияния третьего члена динамической характеристики в значительной мере определяется величиной коэффициента A , которая зависит от отношения давлений $p_{\text{вых}}$ к $p_{\text{вх}}$.

При малых разностях давлений $(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})$, которые наблюдаются в конце работы двигателя при сильном падении давления в баллоне, отношение $\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}$ становится близким к единице и значение

величины A в соответствии с формулой (IX. 47) начинает резко уменьшаться, а давление $p_{\text{вых}}$ — быстро падать [см. формулу (IX. 60)].

Практически при $p_{\text{вх}} \rightarrow p_{\text{вых}}$ и при $p_{\text{вх}}$, меньшем, чем заданное $p_{\text{вых}}$, будет наибольшее открытие клапана 2. При этом клапан 2

утрачивает свое регулирующее значение и представляет собой уже простое гидравлическое сопротивление, в связи с чем давление на выходе будет падать так же, как и давление на входе, отличаясь от него только на величину потерь от гидравлического сопротивления; кривая $p_{\text{вых}} = f(p_{\text{вх}})$ пойдет, как показано на участке $O-I$ фиг. 140.

Редуктор сможет работать нормально (без крутого падения характеристики) только до определенной разницы давлений

$$\Delta p_{\min} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}. \quad (\text{IX. 63})$$

Эта наименьшая разность давлений Δp_{\min} , как видно из (IX. 60), зависит от величины $(K_2 + K_1)$ и G .

Чем меньше $(K_2 + K_1)$, т. е. чем мягче пружины, и меньше расход через редуктор G , тем менее существенно влияние третьего члена, тем до меньшей разности Δp_{\min} может работать редуктор.

Обычно величина $\Delta p_{\min} = 5 \div 10 \text{ кг/см}^2$.

Требования, предъявляемые к редукторам ЖРД

В ЖРД с баллонной подачей редуктор является главным органом, регулирующим постоянство подачи компонентов в камеру сгорания, а следовательно, и постоянство режима работы ЖРД. К нему предъявляются следующие основные требования:

1. Давление газа на выходе из редуктора должно быть постоянным и не должно зависеть от давления газа в баллоне, т. е. на входе в редуктор.

Если давление на выходе из редуктора будет переменным, то давление подачи компонентов, а следовательно, и режим работы ЖРД будут переменными.

2. При прекращении подачи компонентов в камеру сгорания редуктор должен также автоматически прекращать доступ газа к бакам. При посадке клапана 2 на седло 3 должна быть обеспечена герметичность закрытия дросселирующего сечения 8 (см. фиг. 138).

Порядок расчета редуктора

При проектировании редукторов необходимо определить или подобрать следующие величины.

1. Размер клапана редуктора.

2. Жесткость K_1 и K_2 и затяжку Q_1 и Q_2 пружин 7 и 5 (см. фиг. 138).

3. Приведенную поверхность $F_{\text{прив}} = F_m a_m$, а также геометрические размеры мембраны или сальфона.

Расчет редуктора ведем в следующем порядке:

1. Определяем размер клапана редуктора.

2. Определяем силу давления пружины 7 на клапан 2 для обеспечения его герметичности.

3. Задаваясь $F_{\text{прив}}$, определяем усилие Q_2 пружины 5 в момент открытия клапана.

4. Проверяем правильность выбора величины $F_{\text{прив}}$.

5. Зная величину Q_1 и Q_2 по конструктивным данным редуктора, определяем размеры и жесткость пружин.

6. По уравнению динамической характеристики проверяем, удовлетворяет ли редуктор заданным условиям работы.

Расчет размеров клапана редуктора

Расчетным режимом для определения размеров клапана будет режим, при котором необходим наибольший размер дросселирующего сечения, открываемого клапаном.

Такой режим имеет место при окончании работы редуктора. В этот период давление газа, поступающего в редуктор $p_{вх}$, будет наименьшим за весь период работы редуктора, а следовательно, удельный объем газа, подходящего к редуктору, будет наибольшим. В то же время скорость протекания газа через дросселирующее сечение в этот период будет наименьшей, так как наименьшим будет перепад давлений, идущий на создание скорости газа в дросселирующем сечении редуктора.

$$\Delta p_{\min} = p_{вх} - p_{вых}.$$

Давление выхода из редуктора $p_{вых}$ будет, очевидно, примерно равно (несколько больше за счет гидравлических потерь) давлению подачи p_6 .

Так как величина давления подачи обычно составляет $p_6 = 25 \div 50$ ата, то, очевидно, при $\Delta p_{\min} = 5 \div 10$ ата отношение давления выхода газа из-под клапана $p_{вых}$ к давлению входа $p_{вх}$ будет больше критического, т. е.

$$\frac{p_{вых}}{p_{вх}} = 0,7 \div 0,8 > \delta_{кр} \quad (\text{для воздуха } \delta_{кр} = 0,528). \quad (\text{IX. 64})$$

Следовательно, скорость газа в дросселирующем сечении будет меньше звуковой.

При таком отношении $\frac{p_{вых}}{p_{вх}}$ можно пренебречь сжимаемостью газа и считать скорость течения газа через дросселирующее сечение редуктора по формуле скорости истечения несжимаемой жидкости

$$w = \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\min}}{\gamma}}, \quad (\text{IX. 65})$$

где γ — удельный вес газа при параметрах входа в редуктор в кг/м^3 .

Расход газа через дросселирующее сечение будет равен

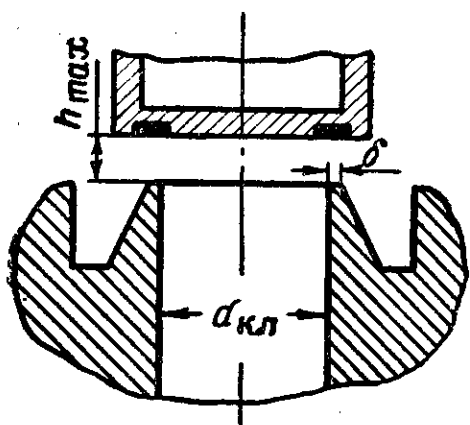
$$G = w \cdot \gamma \cdot f_{\text{дрос}} \cdot \mu, \quad (\text{IX. 66})$$

где μ — коэффициент расхода, равный $0,65 \div 0,7$;

$f_{\text{дрос}}$ — площадь дросселирующего сечения в м^2 .

Весовой расход газа через редуктор должен быть таким, чтобы газ полностью заполнял освобождаемый объем баков

$$G = V_{\text{сек}} \frac{p_6}{RT_6}. \quad (\text{IX. 67})$$



Фиг. 141. Клапан редуктора.

Подставляя уравнения (IX. 65) и (IX. 66) в (IX. 67), получим

$$V_{\text{сек}} \frac{p_6}{RT_6} = \gamma f_{\text{дрос}} \mu \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\text{min}}}{\gamma}}. \quad (\text{IX. 68})$$

Отсюда находим необходимую площадь дросселирующего сечения

$$f_{\text{дрос}} = \frac{V_{\text{сек}} p_6}{RT_6 \mu \sqrt{2g \Delta p_{\text{min}} \gamma}}, \quad (\text{IX. 69})$$

где γ — удельный вес газа при параметрах его на входе в момент окончания работы редуктора в кг/м^3 .

Если задан весовой расход газа $G_{\text{сек}}$ через редуктор, то, используя (IX. 67), получим вместо (IX. 69) выражение

$$f_{\text{дрос}} = \frac{G_{\text{сек}}}{\mu \sqrt{2g \Delta p_{\text{min}} \gamma}}. \quad (\text{IX. 70})$$

Как известно, дросселирующее сечение клапана составляется боковой поверхностью цилиндра (фиг. 141) с диаметром, равным диаметру клапана, и высотой, определяемой подъемом клапана h_x

$$f_{\text{дрос}} = \pi d_{\text{кл}} h_x. \quad (\text{IX. 71})$$

Определим наибольший целесообразный подъем клапана h_{max} (см. фиг. 141). Он определяется из условия, что площадь дросселирующего сечения, открываемого клапаном $f_{\text{дрос}}$, не имеет смысла делать большей, чем проходное сечение подводящего газ отверстия $f_{\text{кл}}$, поэтому

$$f_{\text{дрос}} = f_{\text{кл}} = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4}. \quad (\text{IX. 72})$$

Так как

$$f_{\text{дрос}} = \pi d_{\text{кл}} h_{\text{max}},$$

то

$$h_{\text{max}} = \frac{f_{\text{дрос}}}{\pi d_{\text{кл}}} = \frac{f_{\text{кл}}}{\pi d_{\text{кл}}}. \quad (\text{IX. 73})$$

Подставляя из (IX. 72) значение $f_{\text{кл}}$, получим

$$h_{\text{max}} = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4 \pi d_{\text{кл}}} = \frac{d_{\text{кл}}}{4}. \quad (\text{IX. 74})$$

Таким образом, подъем клапана редуктора не имеет смысла делать большим четверти его диаметра. Это соотношение несколько меняется, если через подводящее газ отверстие проходит шток.

Определение затяжки пружин Q_1 и Q_2 и поверхности F_m

Затяжка пружины Q_1 определяется по условию герметичности клапана редуктора. Для этого клапан необходимо прижать к седлу с силой, при которой удельное давление клапана на поверхность седла будет выше или равно удельному давлению, гарантирующему герметичность $q_{герм}$. Величина удельного давления герметичности определяется материалом клапана и уплотняющего пояска, а также разностью давлений над и под клапаном, при которой необходимо обеспечить герметичность.

На фиг. 142 приведены необходимые удельные давления герметичности для разных материалов, клапана и уплотняющего пояска¹.

Выбрав для заданных материалов необходимое давление герметичности $q_{герм}$ в $кг/см^2$, можно подсчитать силу пружины Q_1 по формуле

$$Q_1 = F_{сед} \cdot q_{герм} \text{ кг}, \quad (\text{IX. 75})$$

где $F_{сед}$ — площадь поверхности соприкосновения седла клапана с клапаном в $см^2$.

Сила затяжки Q_2 главной пружины 5 определяется из уравнения равновесия сил в момент открытия редуктора. Оно получается из уравнения равновесия подвижных частей редуктора (IX. 44) при подъеме клапана $h_x = 0$ и имеет вид

$$Q_2 - (p_{вх} - p_{вых}) f_{кл} - Q_1 - p_{вых} F_m a_m = 0. \quad (\text{IX. 76})$$

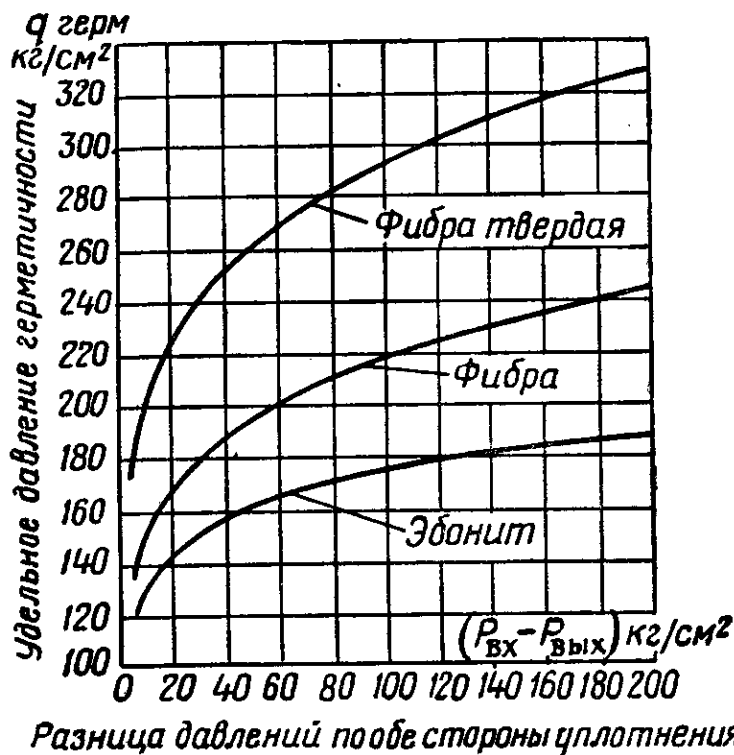
Отсюда

$$Q_2 = (p_{вх} - p_{вых}) f_{кл} + Q_1 + p_{вых} F_m a_m. \quad (\text{IX. 77})$$

После замены величины $F_m \cdot a_m$ приведенной площадью мембраны $F_{прив}$ расчетное уравнение примет вид

$$Q_2 = (p_{вх} - p_{вых}) f_{кл} + Q_1 + p_{вых} F_{прив}. \quad (\text{IX. 78})$$

Задаемся величиной $F_{прив}$ и затем определяем величину Q_2 .



Фиг. 142. Наименьшие удельные давления герметичности для некоторых материалов.

¹ Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948.

Для проверки правильности выбора величины $F_{\text{прив}}$ по уравнению (IX.78) определяем значение $p_{\text{вых}}$ при наименьшем давлении $p_{\text{вх}}$, т. е. при

$$p_{\text{вх min}} = p_{\text{вых}} + \Delta p_{\text{min}}, \quad (\text{IX.79})$$

причем задаемся, как было указано ранее, величиной

$$\Delta p_{\text{min}} = 5 \div 10 \text{ кг/см}^2.$$

Если при этом $p_{\text{вых}}$ будет отличаться от заданного давления больше, чем это допустимо по условиям работы редуктора, то выбираем новое значение $F_{\text{прив}}$ и определяем снова необходимую силу затяжки Q_2 главной пружины 5.

Определив $F_{\text{прив}}$ в зависимости от конструкции мембраны, находим действительные размеры мембраны или сильфона.

Воспользуемся понятием приведенной площади мембраны

$$F_{\text{прив}} = F_{\text{м}} \cdot a_{\text{м}}.$$

Величина $a_{\text{м}}$ для мембран с защитными дисками или без них (см. фиг. 138, б, в) определяется по формуле

$$a_{\text{м}} = 0,33 \left[1 + \frac{D_1}{D} + \left(\frac{D_1}{D} \right)^2 \right]. \quad (\text{IX.80})$$

Для сильфонов можно считать $a_{\text{м}} = 1$.

Определив величины Q_2 и Q_1 исходя из конструктивных данных, находим диаметр проволоки пружин 7 и 5, диаметр завивки, шаг пружин, число витков и жесткость пружин.

Зная все размеры редуктора, по уравнению (IX.60) проверяем, удовлетворяет ли редуктор заданным условиям работы, для чего определяем давление на выходе $p_{\text{вых}}$ при минимальном и максимальном давлении на входе $p_{\text{вх}}$, учитывая действительный секундный расход газа через редуктор. Расхождение в величине $p_{\text{вых}}$ не должно выходить из заданных пределов.

§ 58. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕДУКТОРА

Расчитать редуктор для редуцирования воздуха из баллона с начальным давлением в 200 ата до $p_{\text{вых}} = 30$ ата. Расход воздуха через редуктор $G = 70$ г/сек = 0,07 кг/сек.

При понижении давления на входе до 37 ата изменение давления на выходе не должно превышать 2 ата. Редуктор работает по схеме обратного действия (см. фиг. 138, а). При начале редуцирования температура газа в баллонах равна 18° С.

Определяем необходимую площадь дросселирующего сечения по формуле (IX.70)

$$f_{\text{дрос}} = \frac{G_{\text{сек}}}{\mu \sqrt{2g\Delta p_{\text{min}} \gamma}}.$$

Считаем $\mu = 0,68$.

По условию $\Delta p_{\text{min}} = 7$ кг/см².

Определяем температуру газа в баллоне к концу редуцирования. По формуле (IX. 7)

$$T_{г. \text{кон}} = c_1 T_{г. \text{нач.}}$$

Для $\frac{p_{г. \text{нач}}}{p_{г. \text{кон}}} = \frac{200}{37} = 5,41$ величина c_1 по табл. 27 равна 0,66.

Тогда

$$T_{г. \text{кон}} = 0,66 \cdot 291 = 192^\circ \text{ абс.}$$

Удельный вес воздуха при этой температуре равен

$$\gamma = \frac{p_{г. \text{кон}}}{RT_{г. \text{кон}}} = \frac{37 \cdot 10^4}{29,3 \cdot 192} = 65,7 \text{ кг/м}^3.$$

Теперь мы можем определить $f_{\text{дрос.}}$

$$f_{\text{дрос.}} = \frac{0,07}{0,68 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 7 \cdot 10^4 \cdot 65,7}} = 0,108 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 0,108 \text{ см}^2.$$

При максимальном подъеме клапана к концу редуцирования площадь дросселирующего сечения не следует делать больше, чем проходное сечение подводящего газ отверстия.

По конструктивной схеме редуктора через подводящее отверстие проходит шток для передачи усилия пружины 5 на клапан 2. Считаем диаметр этого штока равным 1,5 мм.

Тогда диаметр клапана $d_{\text{кл}}$ находим из выражения

$$f_{\text{кл}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{кл}}^2 - d_{\text{шт}}^2) = f_{\text{дрос.}}$$

откуда

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} f_{\text{дрос.}} + d_{\text{шт}}^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} 0,108 + 0,15^2} = 0,401 \text{ см.}$$

Берем

$$d_{\text{кл}} = 0,4 \text{ см} = 4 \text{ мм.}$$

Определяем силу затяжки Q_1 пружины 7. Для этого предварительно решаем, из какого материала должна быть сделана опорная поверхность клапана. Выбираем фибру.

По графику фиг. 142 находим необходимое удельное давление герметичности при $(p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) = 200 - 30 = 170 \text{ кг/см}^2$

$$q_{\text{герм}} = 240 \text{ кг/см}^2.$$

Необходимая сила пружины

$$Q_1 = q_{\text{герм}} \cdot F_{\text{седл.}}$$

Считаем, что ширина опорной поверхности седла (см. фиг. 141) имеет величину $\delta = 0,5 \text{ мм}$. Тогда

$$F_{\text{седл.}} = \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot \delta = \pi \cdot 0,4 \cdot 0,05 = 0,0628 \text{ см}^2;$$

$$Q_1 = 240 \cdot 0,0628 = 15,1 \text{ кг.}$$

Берем $Q_1 = 16$ кг.

Зная Q_1 , по уравнению (IX. 77) определяем силу Q_2 пружины 5

$$Q_2 = (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) f_{\text{кл}} + Q_1 + p_{\text{вых}} F_{\text{прив}}$$

Расчет силы Q_2 производим в начальный момент работы редуктора.

Задаемся $F_{\text{прив}} = 10$ см². Тогда

$$Q_2 = (200 - 30) \cdot 0,108 + 16 + 30 \cdot 10 = 334,4 \text{ кг.}$$

Проверяем значение $p_{\text{вых}}$ к концу работы редуктора, т. е. при $p_{\text{вх}} = 37$ кг/см².

По формуле (IX. 62)

$$p_{\text{вых}} = \frac{Q_2 - Q_1 - p_{\text{вх}} f_{\text{кл}}}{F_{\text{прив}} - f_{\text{кл}}} = \frac{334,4 - 16 - 37 \cdot 0,108}{10 - 0,108} = 31,8 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, значение $p_{\text{вых}}$ находится в допустимых пределах.

Возьмем конструкцию редуктора по типу, изображенному на фиг. 139. При такой конструкции пружина 5 упирается не в мембрану, а в сильфон. Для редуктора с сильфоном величина $a_m = 1$. Следовательно,

$$F_m = F_{\text{прив}} = 10 \text{ см}^2,$$

откуда средний диаметр сильфона равен

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} F_m} = 3,56 \text{ см.}$$

Подберем размеры пружин 7 и 5. По конструктивным соображениям берем диаметр пружины 7 равным $D = 3,5$ мм = 0,35 см.

Определяем диаметр проволоки пружины d из формулы¹

$$P = \frac{\pi}{8} \frac{d^3}{D} R_{\text{кр}},$$

где P — сила, действующая на пружину, в кг;

D — диаметр витка пружины в мм;

$R_{\text{кр}}$ — допустимое напряжение на кручение в кг/мм².

d — диаметр проволоки пружины в мм.

При работе редуктора при подъеме клапана пружина 7 будет сжиматься. При этом сила P , сжимающая пружину, будет больше, чем величина Q_1 при закрытом клапане.

Будем считать $P_{\text{max}} = 25$ кг. Тогда, считая $R_{\text{кр}} = 70$ кг/мм², получим

$$d^3 = P \frac{8D}{\pi R_{\text{кр}}} = 25 \frac{8 \cdot 3,5}{\pi \cdot 70} = 3,18, \quad \text{откуда } d = 1,48 \text{ мм.}$$

¹ При расчете размеров пружин используются обычные формулы, применяемые в расчетах деталей машин.

Берем $d=1,5$ мм. Определяем шаг H пружины 7 по уравнению

$$\frac{H}{d} = 1 + \frac{\pi R_{кр}}{G} \left(\frac{D}{d} \right)^2,$$

где $G=7500$ — модуль сдвига в кг/мм².

Тогда

$$H = 1,5 \left[1 + \frac{\pi \cdot 70}{7500} \left(\frac{3,5}{1,5} \right)^2 \right] = 1,74 \text{ мм.}$$

Число витков по конструктивным соображениям берем равным 9,5. Число рабочих витков $i=9,5-2=7,5$.

Жесткость пружины 7 равна

$$K_1 = \frac{Gd^4}{8D^3i} = \frac{7500 \cdot 1,5^4}{8 \cdot 3,5^3 \cdot 7,5} = 14,8 \text{ кг/мм}.$$

Аналогично определяем размеры пружины 5. Этим размерам присваиваем индекс «2».

Допустимым усилием на пружину считаем

$$P = 350 \text{ кг} > Q_2.$$

Задаемся из конструктивных соображений $D_2=15$ мм (пружина должна поместиться внутри сильфона).

Тогда

$$d_2^3 = P \frac{8D_2}{\pi R_{кр}} \frac{1}{R_{кр}} = 350 \frac{8 \cdot 15}{\pi \cdot 70} = 191,$$

откуда

$$d_2 = 5,75 \text{ мм.}$$

Берем $d_2=6$ мм. Число витков берем равным 4,5. Рабочее число витков $i=4,5-2=2,5$.

Жесткость пружины 5 равна

$$K_2 = \frac{Gd^4}{8D^3i} = \frac{7500 \cdot 6^4}{8 \cdot 15^3 \cdot 2,5} = 142 \text{ кг/мм}.$$

По уравнению динамической характеристики (IX.60) проверяем работу редуктора при расходе газа. Для этого подсчитываем давление газа на выходе из редуктора при наибольшем и наименьшем значении давления газа на входе в редуктор.

При $p_{вх}=200$ кг/см²

$$\frac{p_{вых}}{p_{вх}} = \frac{30}{200} = 0,15 < \delta_{кр} = 0,528.$$

По формуле (IX.52)

$$A = \mu \pi \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \frac{1}{RT_{вх}}}.$$

Считаем коэффициент расхода $\mu=0,68$.

Для воздуха $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,41$; $R = 29,3 \text{ кгм/кг}^\circ \text{С}$;

$$A = 0,68 \cdot 3,14 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,41}{1,41+1} \left(\frac{2}{1,41+1} \right)^{\frac{2}{1,41-1}} \frac{1}{29,3 \cdot 291}} = 0,05.$$

По формуле (IX. 60)

$$\begin{aligned} p_{\text{ВЫХ}} &= \frac{1}{F_{\text{ПРИВ}} - f_{\text{КЛ}}} \left[Q_2 - Q_1 - p_{\text{ВЫХ}} f_{\text{КЛ}} - (K_2 + K_1) \frac{G}{A d p_{\text{ВЫХ}}} \right] = \\ &= \frac{1}{10 - 0,108} \left[334,4 - 16 - 200 \cdot 0,108 - (142 + 14,8) \frac{0,07}{0,05 \cdot 0,4 \cdot 200} \right] = \\ &= 29,8 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

При $p_{\text{ВХ}} = 37 \text{ кг/см}^2$

$$\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} = \frac{30}{37} = 0,812 > \delta_{\text{кр}} = 0,528.$$

По формуле (IX. 47)

$$A = \mu \pi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{1}{RT_{\text{ВХ}}} \left[\left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{ВЫХ}}}{p_{\text{ВХ}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

или

$$A = 0,68 \cdot 3,14 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,41}{1,41-1} \frac{1}{29,3 \cdot 291} \left[\left(\frac{30}{37} \right)^{\frac{2}{1,41}} - \left(\frac{30}{37} \right)^{\frac{1,41+1}{1,41}} \right]} = 0,04,$$

и по (IX. 60)

$$\begin{aligned} p_{\text{ВЫХ}} &= \frac{1}{10 - 0,108} \left[334,4 - 16 - 37 \cdot 0,108 - (142 + 14,8) \frac{0,07}{0,04 \cdot 0,4 \cdot 37} \right] = \\ &= 31,5 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Таким образом, и по динамической характеристике редуктор удовлетворяет нашим требованиям.

§ 59. НАСОСЫ ДЛЯ ПОДАЧИ КОМПОНЕНТОВ

В насосных системах подачи топлива в ЖРД для обеспечения необходимого давления подачи применяются насосы. В насосе любого типа механическая работа, затрачиваемая на его вращение, превращается в механическую энергию перекачиваемой жидкости. Существует два принципиально различных типа насосов: *объемные* и *лопастные*.

Объемные насосы подают жидкость, вытесняя ее поршнем или каким-либо другим твердым телом. Примером таких насосов является шестеренчатый насос.

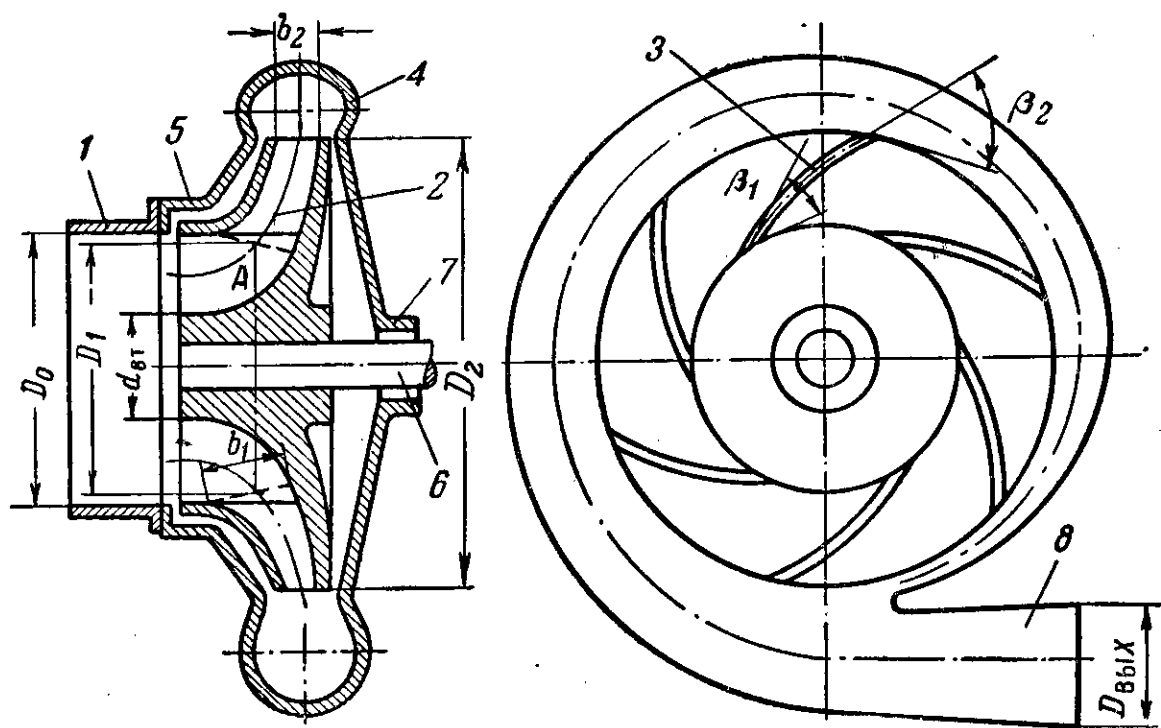
В лопастных насосах энергия, необходимая для повышения давления жидкости, сообщается ей лопатками вращающегося колеса. К числу лопастных относятся центробежные и осевые насосы.

Наиболее распространены в ЖРД центробежные лопастные насосы. Преимуществом их являются малые размеры и вес. Кроме того, они могут работать с большим числом оборотов и удобны для непосредственного соединения с валом турбины.

Схема центробежного насоса и основные величины, характеризующие его. Коэффициент быстроходности

Схема центробежного насоса приведена на фиг. 143.

Жидкость поступает через входной патрубок 1 и попадает на вращающееся колесо 2. В колесе жидкость двигается по каналу, образованному стенками колеса и лопатками 3. Усилие, действующее



Фиг. 143. Схема центробежного насоса.

1—входной патрубок; 2—колесо; 3—лопатки; 4—выходная улитка; 5—переднее уплотнение; 6—вал; 7—сальник; 8—нагнетающий патрубок.

щее со стороны лопаток колеса на жидкость, увеличивает давление и скорость ее. Выходя из насоса, жидкость поступает в улитку 4, назначение которой состоит в том, чтобы собирать жидкость, поступающую из колеса, а также уменьшать ее скорость. При уменьшении скорости давление жидкости возрастает.

Для того, чтобы уменьшить перетекание жидкости из полости высокого давления на сторону всасывания, в насосе устанавливается переднее уплотнение 5. Вытекание жидкости из насоса вдоль

вала 6 предупреждается уплотнением (сальником) 7. По нагнетающему патрубку 8 жидкость подается в сеть.

Для расчета и оценки качества насоса используются следующие основные параметры.

1. Объемный расход жидкости через насос Q в $м^3/сек.$ Он определяется из найденного в тепловом расчете расхода компонента G (G_n или G_o) по соотношению

$$Q = \frac{G}{\gamma} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{IX. 81})$$

где γ — удельный вес компонента в $кг/м^3$.

2. Расход жидкости через колесо насоса. Действительный расход через колесо насоса, на который оно должно рассчитываться, будет большим, чем расход через насос по следующим причинам.

Несмотря на то, что колесо насоса защищается от перетеканий и утечек уплотнениями, перетекания все же происходят. Они особенно велики в насосах, развивающих большие давления при малых расходах, т. е. в насосах авиационных ЖРД.

Для того, чтобы насос действительно подавал заданный расход Q при наличии перетеканий и утечек, через колесо должен пройти больший расход жидкости. Увеличение расхода равно сумме секундных перетеканий и утечки.

Величина перетеканий и утечек характеризуется объемным к. п. д. насоса η_o , и расход жидкости через колесо насоса Q_o составит

$$Q_o = \frac{Q}{\eta_o}. \quad (\text{IX. 82})$$

3. Напор жидкости. Величина напора, который создается насосом ЖРД, определяется необходимым давлением подачи $p_{под}$, в которое входит давление в камере, а также гидравлические потери в системах подачи и охлаждения. Из этого давления нужно вычесть то давление, под которым жидкость поступает в насос $p_{вх}$. Следовательно, перепад давлений, создаваемый насосом Δp_n , может быть подсчитан по формуле

$$\Delta p_n = p_{под} - p_{вх} \text{ кг/см}^2. \quad (\text{IX. 83})$$

Напор, создаваемый насосом, обычно выражается в метрах столба подаваемой жидкости и обозначается H . Его величина составит

$$H = \frac{\Delta p_n}{\gamma} \text{ м}, \quad (\text{IX. 84})$$

где Δp_n выражено в $кг/м^2$, а γ в $кг/м^3$.

Так как Δp_n обычно выражается в $кг/см^2$, а γ в $кг/л$, то

$$H = \frac{\Delta p_n \cdot 10^4}{\gamma \cdot 10^3} = \frac{10 \Delta p_n}{\gamma} \text{ м}. \quad (\text{IX. 85})$$

4. Число оборотов насоса n об/мин.

Эти основные величины, характеризующие насос, взятые в определенной комбинации, дают критерий подобия насоса, т. е. величину, которая определяет основные его свойства, независимо от абсолютных размеров, напора и числа оборотов. Таким критерием подобия насоса является коэффициент быстроходности n_s , который вычисляется по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{\sqrt{Q}}{V H^3} n. \quad (\text{IX. 86})$$

Создание напора центробежным насосом происходит за счет приудительного движения жидкости по колесу насоса и придания ей соответствующих скоростей.

Движение жидкости по насосу принято характеризовать планами скоростей на входе, в колесо и на выходе из него.

План скоростей и направление лопаток на входе в колесо

При проектировании входа в колесо стремятся к тому, чтобы жидкость равномерно, т. е. с одинаковой скоростью, подводилась к лопаткам колеса. Лопатки колеса обычно имеют кромки, расположенные параллельно оси насоса или несколько наклонно, как показано пунктиром на фиг. 143. Поэтому подвод жидкости к колесу происходит через поверхность, образованную кромкой лопатки при вращении ее вокруг оси насоса.

В расчетах обычно считают, что эта поверхность равна поверхности усеченного конуса, величину которого вычисляют, заменив поверхность конуса поверхностью цилиндра. Диаметр этого цилиндра D_1 равен диаметру середины кромки лопатки (точка A), а ширина цилиндра равна ширине лопатки b_1 .

Так как сначала жидкость не имеет вращения, то скорости движения ее частиц направлены перпендикулярно поверхности входа; вектор скорости жидкости лежит в этом случае в меридиональном сечении колеса и скорость входа на колесо называется *меридиональной*. Ее мы будем обозначать c_{1m} , где индекс «1» относится к сечению входа на колесо

$$c_{1m} = \frac{Q_0}{\pi D_1 b_1 \psi_1}, \quad ? \quad (\text{IX. 87})$$

где ψ_1 — коэффициент, учитывающий стеснение проходного сечения для жидкости лопатками насоса.

Лопатка колеса проходит относительно каждой струйки жидкости с окружной скоростью u_1 , направленной перпендикулярно к скорости c_{1m}

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (\text{IX. 88})$$

Относительная скорость жидкости (по отношению к лопаткам колеса) может быть получена, как геометрическая сумма скорости

c_{1m} и скорости $-u_1$ (знак минус для окружной скорости u_1 необходимо брать потому, что если представить лопатки насоса неподвижными, поток жидкости должен получить относительно лопатки скорость, равную u_1 и обратную ей по направлению).

План скоростей на входе для каждой струйки имеет вид, представленный на фиг. 144. Величина относительной скорости на входе может быть подсчитана по уравнению

$$\omega_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + u_1^2}. \quad (\text{IX. 89})$$

Направление ее определяется величиной угла β_1 , который отсчитывается от отрицательного направления окружной скорости в сторону вращения колеса. В этом случае

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}. \quad (\text{IX. 90})$$

При проектировании центробежных насосов стремятся уменьшить величину относительной скорости ω_1 на входе в колесо. Легко показать, что для насоса, рассчитываемого на заданные расход Q и число оборотов n , всегда имеется такой диаметр D_1 , при котором скорость ω_1 будет иметь минимальное значение.

Действительно, при уменьшении диаметра D_1 входа на колесо при данных его параметрах увеличивается скорость c_{1m} и уменьшается скорость u_1 .

Если увеличивать диаметр D_1 , то скорость c_{1m} будет уменьшаться, а u_1 — увеличиваться; следовательно, всегда имеется такой диаметр входа D_{1s} , при котором скорость ω_1 будет минимальной (фиг. 145).

Теоретический расчет показывает, что величина D_{1s} связана с Q и n следующим соотношением

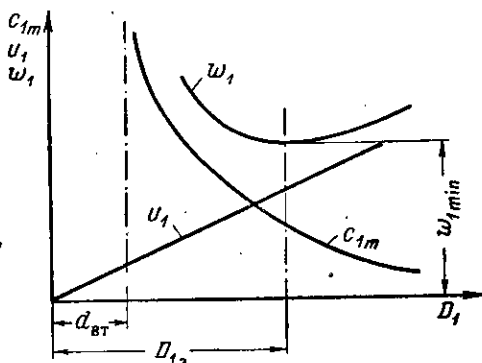
$$D_{1s} = 3,25 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \text{ м.м.} \quad (\text{IX. 91})$$

В выполненных насосах практически всегда диаметр входа делается несколько большим; его рекомендуется принимать равным

$$D_{1s} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \text{ м.м.} \quad (\text{IX. 92})$$

Увеличение диаметра входа по сравнению с расчетным производится для того, чтобы компенсировать уменьшение проходного сечения, вызываемое необходимостью устанавливать втулку.

Для того, чтобы поток жидкости вошел на колесо без удара, т. е. без потерь, необходимо соответствие относительной скорости потока и формы канала, образованного лопатками колеса. Как показывает опыт эксплуатации насосов, колесо работает лучше и имеет меньшие потери, если угол установки лопатки $\beta_{1л}$ будет несколько больше угла β_1 (см. фиг. 144). Таким образом, на входе в колесо



Фиг. 145. Изменение скорости w_1 в зависимости от диаметра входа на колесо D_1 .

лопатка должна быть загнута против направления вращения под углом $\beta_{1л}$ таким, чтобы угол атаки входных кромок лопатки был положительным

$$\Delta \beta_n = \beta_{1л} - \beta_1 > 0,$$

причем величина

$$\Delta \beta_n = (3 \div 8)^\circ$$

Если кромка лопатки расположена не по образующей цилиндра, а наклонно, то диаметр входа принимается равным D_1 — диаметру расположения средней точки кромки.

В специальных случаях, особенно когда кромка лопатки перпендикулярна к оси насоса, расчет ведется для нескольких точек; кромки лопатки и углы β_1 и $\beta_{1л}$ будут переменны по длине кромки. Так как скорость c_{1m} остается постоянной, а u_1 при переходе к точкам кромки, расположенным на большем радиусе, увеличивается, то угол β_1 для более удаленных от оси точек кромки будет меньшим, а для точек, ближе расположенных к оси, большим.

Коэффициент стеснения на входе ϕ_1 , входящий в формулу (IX. 87), определяется отношением действительного проходного сечения для течения жидкости к теоретическому сечению без учета потока. Ширина каждого канала без учета толщины лопаток будет равна шагу лопаток по окружности t , т. е. она равна

$$t = \frac{\pi D_1}{z}, \quad (\text{IX. 93})$$

где z — число лопаток колеса.

За счет лопаток ширина каждого канала уменьшается на отрезок s_1 (см. фиг. 144). Заменяв отрезок дуги прямой, можно считать, что

$$s_1 = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1л}}, \quad (\text{IX. 94})$$

где δ_1 — толщина лопатки колеса на входе.

Относительное уменьшение ширины колеса, т. е. коэффициент стеснения ψ_1 , составит

$$\psi_1 = \frac{t - s_1}{t} = 1 - \frac{\delta_1 z}{\sin \beta_{1л} \pi D_1}. \quad (\text{IX. 95})$$

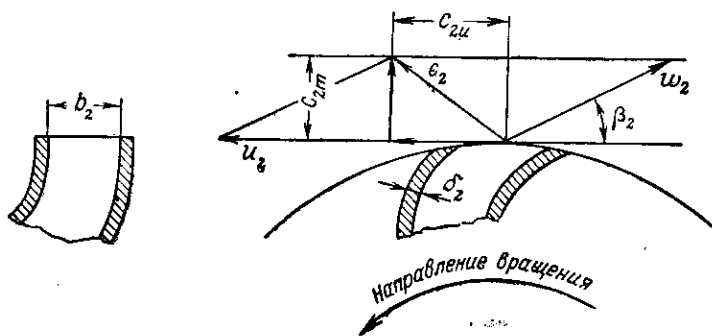
Величина коэффициента стеснения для выполненных насосов составляет $\psi_1 = 0,85 \div 0,90$.

План скоростей на входе часто изображается в виде треугольника скоростей Oab (см. фиг. 144). Поэтому он часто называется треугольником скоростей на входе в колесо.

План скоростей на выходе из колеса

Рассмотрим план скоростей на выходе из колеса.

На выходе из колеса поток жидкости имеет определенную скорость движения w_2 относительно колеса по каналу, образованному лопатками. Эту скорость можно подсчитать, пользуясь уравнением расхода жидкости по каналу колеса. Площадь поперечного сечения этого канала (фиг. 146) равна произведению ширины колеса b_2



Фиг. 146. План скоростей на выходе из колеса.

на второй размер сечения канала, перпендикулярный к оси потока и равный $t \cdot \sin \beta_2$. Ось потока или ось канала имеет относительно колеса направление, определяемое углом лопаток на выходе из колеса β_2 . Угол β_2 отсчитывается от отрицательного направления окружной скорости в направлении вращения колеса.

Таким образом, выходное сечение одного канала без учета толщины лопаток (т. е. без учета стеснения колеса на выходе) составит

$$b_2 t \sin \beta_2.$$

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 величина относительной скорости с учетом стеснения на выходе будет равна

$$\omega_2 = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2 \psi_2}, \quad (\text{IX. 96})$$

где ψ_2 — коэффициент стеснения потока лопатками на выходе.

Так же, как и для входа в колесо,

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{\sin \beta_2 \pi D_2}, \quad (\text{IX. 97})$$

где δ_2 — толщина лопатки на выходе из колеса.

Значение величины коэффициента стеснения на выходе составляет $\psi_2 = 0,95 - 0,97$.

Направление скорости ω_2 приблизительно совпадает с направлением оси канала, т. е. с углом наклона лопатки на выходе β_2 .

Кроме относительной скорости ω_2 , поток на выходе из колеса имеет также переносную скорость, равную окружной скорости колеса u_2 . Эту скорость поток по инерции будет сохранять и после выхода из колеса. Абсолютная скорость потока на выходе c_2 будет равна геометрической сумме этих двух скоростей.

План скоростей на выходе из колеса показан на фиг. 146.

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 направленные радиуса колеса — *меридиональная составляющая абсолютной скорости на выходе* c_{2m} .

Меридиональная скорость с учетом стеснения потока лопатками на выходе составит (см. план скоростей на фиг. 146)

$$c_{2m} = \omega_2 \sin \beta_2 = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \psi_2}. \quad (\text{IX. 98})$$

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 составляющих на это же направление. Проекция переносной скорости потока u_2 на направление касательной равна ее собственной величине, а проекция относительной скорости ω_2 составит (см. фиг. 146).

$$-\omega_2 \cos \beta_2 = -\frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2},$$

откуда в соответствии с планом скоростей на фиг. 146 получается соотношение

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}. \quad (\text{IX. 99})$$

Теоретический напор, создаваемый насосом

Теоретический напор, создаваемый центробежным насосом, может быть вычислен по уравнению Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}, \quad (\text{IX. 100})$$

где

$H_{T\infty}$ — напор столба жидкости, создаваемый колесом с бесконечным числом лопаток, в м;

c_{1u} — окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе.

Так как наличие закрутки 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 c_{1u} было равно нулю. Тогда формула (IX. 100) превратится в основное расчетное уравнение насоса

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}. \quad (\text{IX. 101})$$

Этот напор складывается из повышения статического давления в жидкости и увеличения динамического напора за счет повышения ее абсолютной скорости.

Так как $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, а величина c_{2u} в значительной степени пропорциональна u_2 , то можно приближенно считать, что полный напор зависит от квадрата окружной скорости, т. е.

$$H_{T\infty} = k \frac{u_2^2}{g} = \frac{k}{g} \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2, \quad (\text{IX. 102})$$

где $k < 1$ — коэффициент, зависящий от конструкции насоса.

Формула (IX. 102) показывает, что при заданных размерах колеса напор пропорционален квадрату числа оборотов, а при заданных оборотах напор пропорционален квадрату диаметра колеса.

Следует отметить, что напор $H_{T\infty}$ может быть создан только при бесконечном числе бесконечно тонких лопаток. В этом случае все струйки жидкости получали бы в точности те скорости, которые определяются положением лопатки на колесе и окружной скоростью колеса в данном месте. При конечном числе лопаток такие движения могут получить струйки, только непосредственно примыкающие к передней (по ходу колеса) поверхности лопатки. Более

удаленные от лопатки струйки имеют угол выхода с колеса меньший, чем угол β_2 (фиг. 147). По этой причине (см. фиг. 146) при одном и том же значении ω_2 скорости c_2 становятся меньшими, а напор, вычисляемый по формуле (IX. 100), в удаленных струйках также уменьшается.

В сборнике насоса происходит выравнивание напора отдельных струек и общий напор, создаваемый колесом с конечным числом лопаток, будет меньшим, чем $H_{T\infty}$.

Величина теоретического напора при конечном числе лопаток определяется по соотношению

$$H_T = \frac{H_{T\infty}}{1+p}, \quad (\text{IX. 103})$$

где величина p учитывает потери напора за счет конечного числа лопаток; при этом чем больше потери напора, тем больше p .

Величину p можно вычислить по формуле

$$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \quad (\text{IX. 104})$$

Величина p , а следовательно, и потери напора, будут тем больше, чем меньше число лопаток z и чем короче канал между лопаткой (чем больше отношение $\frac{D_1}{D_2}$).

Величина ψ учитывает качество обработки

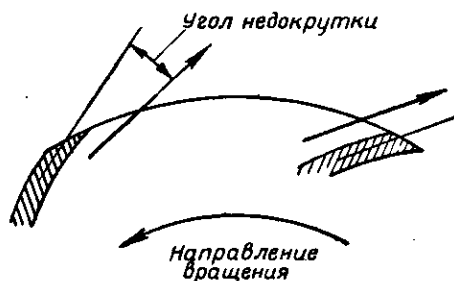
колеса и величину выходного угла лопатки; она вычисляется для колес центробежных насосов по соотношению:

$$\psi = 0,6 + 0,6 \sin \beta_2. \quad (\text{IX. 105})$$

Следует особо обратить внимание на то, что потеря 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 неполностью закручивает поток, то и энергия, соответствующая недокрутке, не отбирается потоком от колеса. Таким образом, потеря напора вследствие конечного числа лопаток требует только изменения размеров колеса (увеличения u_2), но не приводит к потере работы и не должна учитываться в коэффициентах полезного действия колеса.

Как видно из формулы (IX. 103), теоретический напор колеса зависит от вида плана скоростей на выходе из насоса; вид плана скоростей в значительной мере определяется величиной угла β_2 .

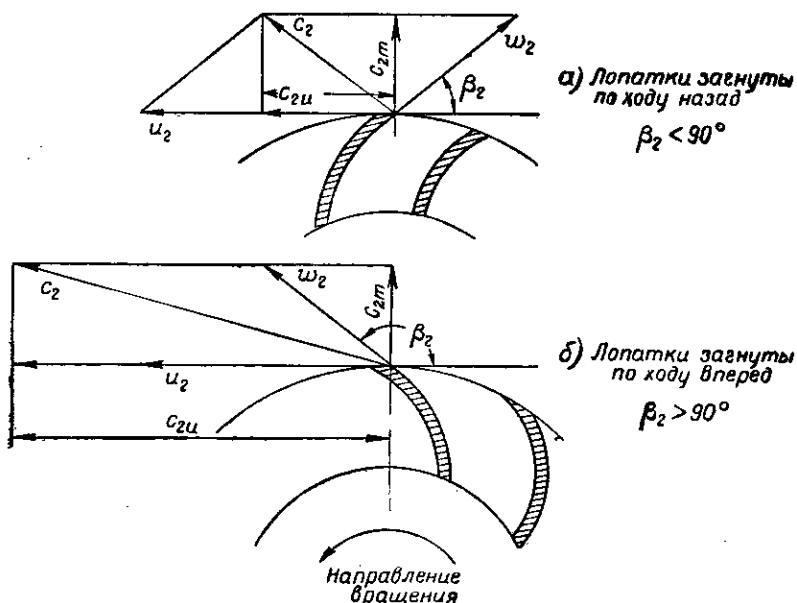
Рассмотрим планы скоростей двух колес: с углами лопаток $\beta_2 < 90^\circ$ (фиг. 148,а; лопатки такого колеса будут загнуты по ходу назад) и $\beta_2 > 90^\circ$ (фиг. 148,б; лопатки загнуты по ходу вперед) при одинаковых значениях скоростей u_2 , ω_2 и c_2 м.



Фиг. 147. Угол недокрутки.

Как видно из фиг. 148, величина c_2 и для второго колеса будет больше, чем для первого, а следовательно, и напор по формуле (IX.100) будет больше у колеса с лопатками, загнутыми вперед против вращения. Колеса с такими лопатками называются *активными*.

Однако все центробежные насосы ЖРД имеют колеса с лопатками, загнутыми назад. Это объясняется тем, что вследствие очень большой величины абсолютной скорости потока на выходе из ко-



Фиг. 148. План скоростей для колес с лопатками, загнутыми вперед и назад.

леса c_2 (см. фиг. 148) для активных колес большую часть напора составляет динамический напор. Преобразование динамического напора в статическое давление происходит в улитке и в выходном патрубке насоса с очень большими потерями на трение. Поэтому выигрыша напора за счет загиба лопаток вперед практически нет и для центробежных насосов угол β_2 лежит в пределах $18 \div 35^\circ$.

Гидравлические потери в колесе и гидравлический к. п. д.

В реальном колесе имеются гидравлические потери Δh_{π} . Они состоят из двух видов потерь: потерь на трение жидкости о поверхности лопаток $\Delta h_{\text{тр}}$ и потерь, связанных со срывом и ударом потока на лопатках при входе в колесо и в улитку $\Delta h_{\text{уд}}$

$$\Delta h_{\pi} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{уд}}. \quad (\text{IX.106})$$

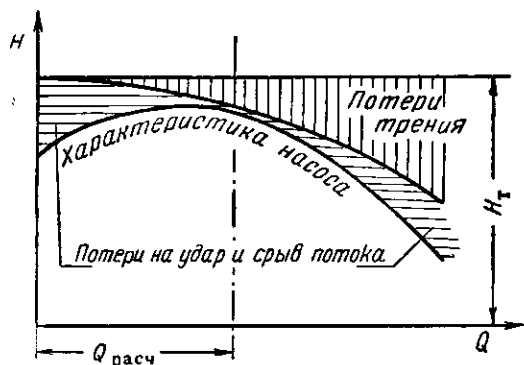
В то время как теоретический напор H_T насоса определяется только окружной скоростью и не зависит от расхода, потери Δh_r зависят от расхода жидкости через насос.

Гидравлические потери трения $\Delta h_{тр}$, как и всякие гидравлические потери в любом канале, пропорциональны квадрату скорости движения жидкости относительно стенок канала, т. е. квадрату относительной скорости w .

Относительная скорость w пропорциональна секунднему расходу Q через насос, поэтому при постоянном числе оборотов насоса n величина $\Delta h_{тр}$ будет возрастать пропорционально квадрату расхода

$$\Delta h_{тр} = Q^2. \quad (\text{IX. 107})$$

Потери на срыв $\Delta h_{уд}$ определяются в основном несоответствием между углами потока на входе в колесо и углами лопаток его. Так как наибольшее соответствие указанных углов имеет место на расчетном режиме, то и потери на срыв имеют наименьшее значение при расчетном расходе через насос. При расходах, меньших и больших по сравнению с расчетными, потери на срыв потока возрастают.



Фиг. 149. Зависимость H от Q .

Действительный напор, создаваемый насосом, составит

$$H = H_T - \Delta h_{тр} - \Delta h_{уд}. \quad (\text{IX. 108})$$

Изменение его от расхода (при $n = \text{const}$), а также изменение величин $\Delta h_{тр}$ и $\Delta h_{уд}$ определяется графиком на фиг. 149. Зависимость напора H от расхода Q называется *характеристикой насоса*.

Величина гидравлических потерь при расчете насосов учитывается величиной *гидравлического к. п. д.* η_r , который представляет собой отношение действительного напора, создаваемого насосом H , к теоретической величине его

$$\eta_r = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \Delta h_r}{H_T}. \quad (\text{IX. 109})$$

Можно показать, что величина гидравлического к. п. д. зависит в первую очередь от коэффициента быстроходности насоса n_s и уменьшается с его уменьшением.

Действительно, уравнение для коэффициента быстроходности (IX. 86) имеет вид

$$n_s = 3,65 \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} n.$$

Величина n_s будет меньшей для насосов малой производительности Q и больших напоров H . В соответствии с формулой (IX. 92) увеличение объемного расхода Q требует увеличения диаметра D_1 . Уменьшение напора требует уменьшения числа оборотов n и уменьшения диаметра D_2 . Таким образом, для насосов с малым n характерны относительно длинные каналы, имеющие большие $\Delta h_{тр}$. С увеличением Q или уменьшением H , а следовательно, при увеличении n_s , канал становится относительно короче и потери в нем уменьшаются, а η_r увеличивается.

Гидравлические потери зависят также от качества обработки поверхностей колеса. Они являются следствием потерн части напора жидкости на трение и срыв потока; т. е. гидравлические потери сопровождаются превращением энергии напора в тепловую энергию, идущую на бесполезное повышение температуры жидкости. Поэтому гидравлические потери требуют дополнительной затраты энергии на приведение в действие насоса и должны учитываться при определении мощности, затрачиваемой на вращение насоса.

Для определения гидравлического к. п. д. насоса используется связь между потерями и величиной коэффициента быстроходности n_s . Эта связь не дается в виде аналитической или табличной зависимости. Величину η_r определяют исходя из того, что два геометрически подобных насоса, имеющие одинаковые n_s , будут иметь одинаковые гидравлические к. п. д. Таким образом, при определении гидравлического к. п. д. по величине n_s используется способ моделирования насосов.

При отсутствии данных по моделированию насоса для подсчета гидравлического к. п. д. может быть рекомендована формула, основанная на экспериментах,

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1в} - 0,172)^2}, \quad (\text{IX. 110})$$

где $D_{1в}$ — диаметр входа в насос в мм, определяемый по соотношению (IX. 92).

Кроме гидравлических потерь, при работе насоса происходят механические потери на трение в подшипниках, сальниках и уплотнениях, а также потери на трение, возникающее при вращении колеса насоса в жидкости (так называемое *дисковое трение*). Все эти потери в центробежном насосе относительно невелики и учитываются *механическим к. п. д.*, величина которого составляет $\eta_m = 0,92 - 0,96$. Большие значения η_m относятся к насосам больших размеров.

Работа и мощность насоса, к. п. д. насоса

Мощность $N_{ж}$, переданная насосом жидкости и выраженная в лошадиных силах, может быть определена по формуле

$$N_{ж} = \frac{QH\eta}{75} \text{ л. с.} \quad (\text{IX. 111})$$

Мощность, затраченная на привод насоса, будет больше, чем мощность, отданная жидкости.

Так как при подаче насоса Q через него будет проходить действительный объемный расход Q_0 , а затрата энергии с учетом гидравлических потерь в насосе должна соответствовать достижению теоретического напора $H_T = \frac{H}{\eta_r}$, то мощность, затрачиваемая на привод насоса N_n , составит

$$N_n = \frac{Q_0 H_T \gamma 1000}{75 \eta_m} \text{ л. с.} \quad (\text{IX. 112})$$

Взяв отношение $\frac{N_{ж}}{N_n}$ и учтя, что $Q_0 = \frac{Q}{\eta_0}$ и $H_T = \frac{H}{\eta_r}$, получим

$$\frac{N_{ж}}{N_n} = \eta_r \eta_0 \eta_m = \eta, \quad (\text{IX. 113})$$

где η — полный к. п. д. насоса.

Полный к. п. д. насосов ЖРД меняется в широких пределах: для малых насосов авиационных двигателей он весьма низок и доходит до $\eta = 30 \div 40\%$; для крупных насосов ракет дальнего действия он возрастает и составляет для насосов ракеты А-4 около 70% .

Расчет мощности, необходимой для привода насоса, производится по формуле

$$N_n = \frac{QH\gamma 1000}{75\eta} \text{ л. с.} \quad (\text{IX. 114})$$

Полный к. п. д. насоса может быть определен путем сравнения мощностей $N_{ж}$ и N_n , которые легко определяются при испытаниях насоса. Пользуясь связью $\eta = \eta_r \eta_0 \eta_m$ и малым разбегом значений η_m , можно всегда определить η_r или η_0 , если известен один из этих коэффициентов.

§ 60. РАСЧЕТ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ЖРД

Порядок расчета центробежного насоса

Инженерный расчет центробежного насоса должен дать его основные размеры, если заданы напор насоса H в m , производительность Q в $m^3/сек$ и число оборотов n .

Требуется определить следующие размеры насоса (см. фиг. 143): $d_{вх}$; D_0 ; D_1 ; b_1 ; β_1 ; D_2 ; β_2 ; b_2 ; $D_{вых}$, размеры улитки, а также мощность и к. п. д. насоса.

Расчет насоса проводится в следующем порядке¹.

1. Находится коэффициент быстроходности n_s по формуле (IX. 86).

2. Задается величина объемного к. п. д.

¹ А. Я. Ломакин, Центробежные и пропеллерные насосы, ГОНТИ, 1950.

А. А. Ломакин рекомендует следующую формулу для определения η_0 :

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,86\pi_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (\text{IX. 115})$$

Однако эта формула не пригодна для насосов малых размеров (авиационные ЖРД), которые в виду большой относительной величины зазоров имеют значительно большие перетекания. Так, для насосов авиационных ЖРД значение объемного к. п. д. составляет $\eta_0 = 0,4-0,6$. Поэтому при выборе объемного к. п. д. необходимо или использовать данные близкого по конструкции и размерам насоса или производить специальные расчеты утечек через уплотнения.

3. Находится приведенный диаметр D_1 , по формуле (IX. 92) и определяется расчетный гидравлический к. п. д. насоса η_g по формуле (IX. 110).

4. Принимается значение механического к. п. д. η_m .

5. Определяется полный к. п. д. насоса по формуле (IX. 113).

6. Подсчитывается мощность, затрачиваемая на привод насоса, по формуле (IX. 114).

7. Определяется крутящий момент на валу насоса и диаметр вала

$$M_{кр} = 71620 \frac{N}{n} \text{ кгсм}, \quad (\text{IX. 116})$$

где N выражается в л. с. и n в об/мин.

По величине крутящего момента и допускаемого напряжения $\sigma_{кр}$ находится диаметр вала насоса

$$d_{вала} = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2\sigma_{кр}}} \text{ см}. \quad (\text{IX. 117})$$

Допускаемое напряжение на кручение $\sigma_{кр}$ зависит от качества материала вала и может быть принято для стальных валов в пределах $\sigma_{кр} = 350-450 \text{ кг/см}^2$.

8. Из обычных конструктивных соображений выбирается диаметр втулки. Можно считать, что

$$d_{вт} = (1,25 \div 1,30) d_{вала}. \quad (\text{IX. 118})$$

9. Определяется действительный объемный расход жидкости через колесо по формуле (IX. 82)

$$Q_0 = \frac{Q}{\eta_0} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

10. Определяются размеры входа в насос D_0 , входа на колесо D_1 и ширины колеса b_1 .

При определении этих размеров следует иметь в виду, что в входной части колеса скорость движения жидкости должна оставаться постоянной или несколько увеличиваться при входе на лопатку, а канал, поворачивающий поток на лопатки, делается плавным. Поэтому размеры D_0 ; D_1 и b_1 тесно связаны между собой

и должны находиться в определенном соответствии. Они уточняются при вычерчивании колеса насоса.

Для насосов с прямыми кромками лопатки чаще всего принимается $D_0 = D_1$ и в этом случае выбор D_0 производится из условия минимального значения относительной скорости входа потока на колесо ω_1 .

Для расчета величины D_0 в этом случае используется выражение, аналогичное формуле (IX. 91) для вычисления D_1 :

$$D_0 = k_0 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{\pi}} \text{ мм.} \quad (\text{IX. 91}')$$

Если расчет вести с учетом объемных потерь, то численное значение коэффициента k_0 надо принимать равным 4,5, т. е. по формуле, идентичной формуле (IX. 92)

$$D_0 = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q_0}{\pi}}. \quad (\text{IX. 92}')$$

Выбрав величину D_0 и зная размер втулки, по уравнению расхода определяют действительную скорость в подводящем патрубке на входе в колесо c_0

$$c_0 = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}, \quad (\text{IX. 119})$$

где величина D_0 и $d_{\text{вт}}$ подставляется в метрах.

Затем по принятой форме колеса определяется величина D_1 , которая или равна D_0 (для лопаток с прямыми кромками), или несколько меньше D_0 (для лопаток с наклонными кромками).

Выбрав значение D_1 , определяют ширину входа на колесо b_1 по формуле

$$b_1 = \frac{Q_0}{\pi D_1 \psi_1 c_1}. \quad (\text{IX. 120})$$

Так как коэффициент ψ_1 не может быть определен по формуле (IX. 95), потому что еще не известен угол β_1 , то расчет ведется приближенно при условии, что $\psi_1 c_1 = c_0$.

11. Рассчитывают углы расположения лопаток на входе в колесо β_1 , принимая приближенно значение скорости c_1 , равной c_0 . Окружная скорость u_1 определяется по формуле (IX. 88)

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Находится угол наклона вектора относительной скорости без учета стеснения лопатками входа β_1'

$$\text{tg } \beta_1' = \frac{c_0}{u_1}. \quad (\text{IX. 121})$$

Для назначения угла наклона лопатки определяется величина дополнительного угла атаки $\Delta \beta' = 0,30 \div 0,35 \beta_1'$. Этот угол $\Delta \beta'$ дол-

жен учесть и увеличение скорости c_1 по сравнению с c_0 за счет стеснения лопатками входа и необходимое превышение $\beta_{1л}$ над действительным углом входа β_1 .

После определения $\Delta\beta'$ находится $\beta_{1л}$

$$\beta_{1л} = \beta_1' + \Delta\beta'. \quad (\text{IX. 122})$$

Затем проверяется выполнение условий проектирования входа. Для этого по углу $\beta_{1л}$ и толщине лопатки δ_1 (она равна 3—5 мм) находится коэффициент стеснения ψ_1 [при этом число лопаток должно быть выбрано, а правильность выбора в дальнейшем проверена по формуле (IX. 125)].

По формуле

$$c_1 = \frac{c_0}{\psi_1}$$

находится действительная скорость c_1 при определенной ранее ширине лопатки b_1 . Эта скорость должна быть несколько больше (на 10—15%) скорости c_0 ; затем из соотношения (IX. 90) находится действительный угол β_1 . При этом надо иметь в виду, что $c_{1м} = c_1$ (радиальный вход)

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$$

и определяется действительная разность $\Delta\beta$

$$\Delta\beta = \beta_{1л} - \beta_1.$$

Если она укладывается в обычную для выполненных насосов величину 4—6°, то расчет основных размеров входа на этом заканчивается. Если это условие не выполняется, то задается новый угол $\beta_{1л}$ и производится повторение проверки угла $\Delta\beta$.

12. Рассчитываются основные размеры выхода из колеса.

Этот расчет ведется в два приема. Сначала проводится грубое определение размеров выхода, а затем уточнение полученных размеров.

Для грубого определения диаметра D_2 пользуются соотношением

$$H = k \frac{(u_2')^2}{g}, \quad (\text{IX. 123})$$

где u_2' — приближенное значение окружной скорости на выходе из колеса u_2 , необходимой для получения заданного напора

При этом значение k можно практически для всех случаев расчета насосов выбирать равным 0,5.

По найденному значению u_2' и заданному числу оборотов n находится приближенное значение диаметра выхода, которое обозначим D_2'

$$D_2' = \frac{60u_2'}{\pi n} \text{ м.} \quad (\text{IX. 124})$$

Далее задаемся величиной угла выхода потока с колеса, т. е. углом лопатки β_2 .

Угол лопатки на выходе для обычных насосов меняется в малых пределах и составляет $\beta_2 \approx 18 \div 35^\circ$. При этом меньшие значения угла β_2 имеют насосы с большей удельной быстроходностью n_s и наоборот.

Найденный предварительно диаметр D_2 и принятое значение β_2 используются также для проверки выбранного ранее числа лопаток z . Для этого служит формула:

$$z = 13 \frac{D_2 + D_1}{2(D_2 - D_1)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}. \quad (\text{IX. 125})$$

Число лопаток, полученное по этому соотношению, округляется до ближайшего целого числа.

Для определения ширины лопатки на выходе b_2 используется то практически установленное правило, что меридиональная скорость движения жидкости по колесу c_{1m} должна оставаться примерно постоянной. Поэтому меридиональная скорость на выходе c_{2m} должна быть примерно равна известной уже скорости c_{1m} .

Для вычисления меридиональной скорости служит формула (IX. 98)

$$c_{2m} = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \psi_2}.$$

Величина ψ_2 определяется предварительно по формуле (IX. 97).

Величина b_2 должна быть такой, чтобы колесо могло быть действительно выполнено. Для литых колес, наиболее часто употребляемых в насосах, величина b_2 должна быть больше 4—5 мм.

Если полученная при расчете ширина колеса на выходе меньше этой предельно допустимой величины, то необходимо уменьшить расчетную скорость c_{2m} . При этом допускается уменьшение c_{2m} до величины $c_{2m} = 0,5 c_{1m}$.

После все предварительные размеры выхода, можно приступить к их уточнению.

Для этого находится теоретический напор насоса при конечном числе лопаток по определенному выше коэффициенту η_r [формула (IX. 109)]

$$H_r = \frac{H}{\eta_r},$$

затем определяется напор $H_{r\infty}$, который должно иметь колесо при бесконечном числе лопаток. Для этого по формуле (IX. 104) определяется величина p , а затем по формуле (IX. 103) находится

$$H_{r\infty} = H_r (1 + p).$$

Воспользуемся дальше уравнением (IX. 101) и преобразуем его следующим образом (см. фиг. 146):

$$H_{r\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{1}{g} u_2 \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{\text{tg } \beta_2} \right), \quad (\text{IX. 126})$$

откуда

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_{T \infty}}. \quad (\text{IX. 127})$$

Найдя по этой уточненной формуле u_2 , можно определить уточненный диаметр D_2 .

Если расхождение в величинах D_2 и D_2' невелико, то на этом расчет можно закончить, не производя дальнейшего уточнения величины D_2 . При большом расхождении величин D_2 и D_2' надо вычислить новое значение c_{2m} и ψ_2 и снова, воспользовавшись формулами (IX. 127) и (IX. 124), произвести определение выходного диаметра колеса D_2 .

13. Производится профилирование лопаток колеса в плане. Получив из предыдущих расчетов величины диаметров D_1 и D_2 , а также углов лопатки на входе β_1 и на выходе β_2 , необходимо построить лопатку колеса.

Существует много различных способов профилирования лопатки. Изложим здесь простейшее профилирование лопатки дугой окружности постоянного радиуса.

Такое профилирование производится следующим образом, (фиг. 150). Строятся две концентрических окружности с радиусами $OA = \frac{D_2}{2}$ и $OE = \frac{D_1}{2}$. Произвольно выбирается точка расположения выходной кромки лопатки A и строится луч AF , составляющий угол β_2 с радиусом OA . Строится радиус OD так, чтобы $\angle AOD = \beta_1 + \beta_2$, и прямая AD продолжается до второй встречи с окружностью расположения входных кромок лопаток в точке E . В точку E проводится радиус OE и луч EF , составляющий с этим радиусом угол β_1 . Точка F пересечения лучей AF и EF будет являться центром дуги, которая может служить лопаткой рабочего колеса.

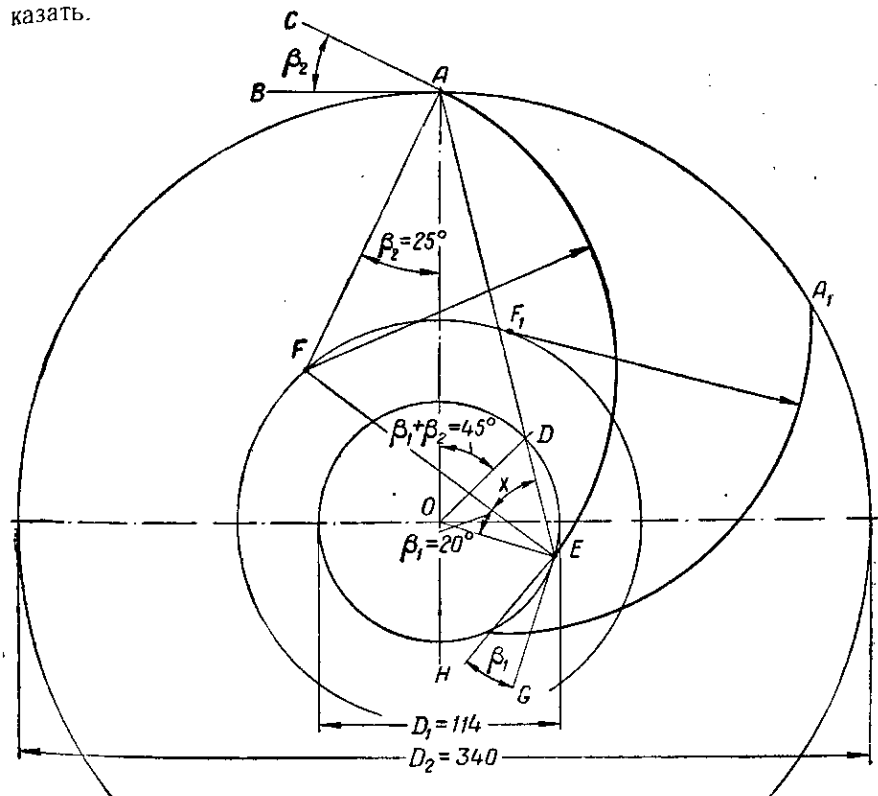
Построение будет правильным, если:

- выходная кромка дуги в точке A составит с касательной к окружности расположения выходных кромок лопаток D_2 угол β_2 ;
- выходная кромка дуги в точке E составит с касательной к окружности расположения входных кромок лопаток угол β_1 ;
- точка F явится центром дуги AE .

Справедливость первых двух положений вытекает из способа построения. В самом деле, касательная CA к дуге AE в точке A перпендикулярна AF , являющемуся радиусом дуги, а BA перпендикулярна OA ; поэтому $\angle CAB = \angle FAO$, как углы, образованные взаимно перпендикулярными прямыми, а последний угол по построению равен β_2 . То же самое справедливо и для входного участка. В этом случае $\angle GEN = \angle OEF$, который по построению равен β_1 .

Точка F может быть центром дуги AE тогда, когда $AF=FE$, т. е. треугольник AFE должен быть равнобедренным. Покажем, что $\angle FAE = \angle FEA$.

Треугольник OED равнобедренный по построению, поэтому $\angle ODE = \angle OED = \beta_1 + x$, где $x = \angle FEA$. Угол ODE равен $\beta_1 + x$ и одновременно, как внешний угол треугольника ODA , он равен сумме двух внутренних углов, с ним не смежных, т. е. $\angle ODE = \angle OAD + \angle AOD = \beta_1 + x$, или, так как по построению $AOD = \beta_1 + \beta_2$, то $\angle OAD = \angle ODE - \angle AOD = (\beta_1 + x) - (\beta_1 + \beta_2) = x - \beta_2$, поэтому $\angle FAE = \angle OAD + \angle FAO = x - \beta_2 + \beta_2 = x = \angle FEA$, следовательно, треугольник AFE равнобедренный, что и требовалось доказать.



Фиг. 150. Профилирование лопатки насоса дугой окружности.

Следующая лопатка строится в точке A' , отстоящей от точки A на шаг лопаток по окружности $t = \frac{\pi D_2}{z}$, или сдвинутой на угол $\varphi = \frac{360^\circ}{z}$ по окружности колеса.

14. Производится профилирование и определение размеров улитки.

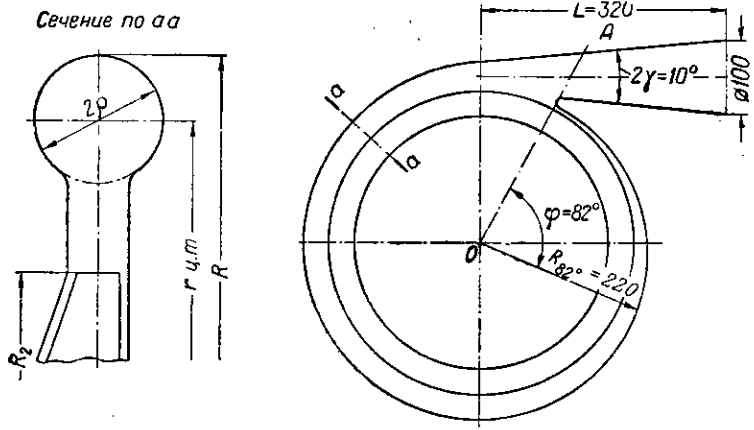
Улитка насоса проектируется на основе следующих положений.

1. Расход жидкости Q_φ , проходящий через сечение улитки, возрастает пропорционально возрастанию угла, отсчитанного от радиуса OA (фиг. 151), т. е.

$$Q_\varphi = Q \frac{\varphi}{360^\circ}. \quad (\text{IX. 128})$$

Формула (IX. 128) предполагает равномерное поступление жидкости в улитку. На полной окружности улитка должна собрать весь расход жидкости Q .

2. Для того, чтобы улитка обеспечивала свободное течение жидкости, необходимо, чтобы в каждом сечении улитки оставался неизменным момент количества движения жидкости $R_2 c_{2u}$, полученный ею при выходе из колеса.



Фиг. 151. Профилирование спиральной улитки.

Если упрощенно считать, что скорости жидкости по поперечному сечению улитки не изменяются и составляют c_t и что размеры сечения улитки по сравнению с радиусом, на котором расположен центр тяжести сечения ее $r_{ц.т.}$, малы, то можно записать, что момент количества движения, которым обладает жидкость в этом сечении, будет равен $c_t r_{ц.т.}$. Тогда

$$c_t r_{ц.т.} = R_2 c_{2u}. \quad (\text{IX. 129})$$

На основе выражений (IX. 128) и (IX. 129) можно провести следующий приближенный метод профилирования улитки.

Задаемся видом сечения улитки. Например, на фиг. 151 сечение улитки взято в виде круга радиуса r . Можно взять и другой удобный для конструкции вид сечения.

Построив ряд подобных по геометрической форме сечений для каждого сечения можно найти его площадь F_φ , радиус круга

радиус центра тяжести сечения $r_{ц.т\varphi}$ и радиус R_φ наиболее удаленной точки сечения от оси вращения колеса.

При соблюдении закона сохранения момента количества движения тангенциальная составляющая абсолютной скорости в центре тяжести сечения будет равна

$$c_{t\varphi} = \frac{R_2 c_{2u}}{r_{ц.т\varphi}}, \quad (\text{IX. 130})$$

расход через сечение по уравнению расхода составит

$$Q_\varphi = F_\varphi c_{t\varphi}, \quad (\text{IX. 131})$$

так как тангенциальная составляющая скорости $c_{t\varphi}$ расположена нормально сечению улитки.

Угол расположения этого сечения определяется из выражения (IX. 128) (за начало отсчета углов принят радиус OA , проведенный через точку начала улитки, соответствующую концу так называемого «языка» улитки)

$$\varphi = 360 \frac{Q_\varphi}{Q},$$

где Q — полный расход через насос.

На фиг. 152 для каждого построенного сечения, а значит для соответственного угла φ , нанесены полученные величины R_φ, r . Построенных сечений должно быть достаточно для проведения соответствующих кривых, изображающих закон изменения R_φ и r .

Затем, задаваясь рядом значений углов φ_i , по соответствующим величинам $R_\varphi i$ строят проекцию улитки в плане (см. фиг. 151), а по соответствующим значениям $r_{\varphi i}$ и $r_{ц.т\varphi i}$ необходимые сечения улитки.

Для уменьшения скорости движения жидкости в улитке и лучшего преобразования скоростного напора в давление на выходе из колеса часто устанавливается лопаточный или безлопаточный диффузор. В безлопаточном диффузоре благодаря увеличению R уменьшается скорость движения жидкости. В лопаточном диффузоре, кроме того, искусственно уменьшается окружная скорость жидкости за счет воздействия на поток лопаток.

15. Производится профилирование выходного патрубка улитки. Выходной патрубок улитки профилируется с учетом того, что он должен обеспечивать плавный переход профиля улитки в сечение, соответствующее сечению отводящих трубопроводов, а также уменьшение скорости движения жидкости до скорости, допустимой в трубопроводах $c_{тр}$. Последняя для трубопроводов ЖРД определяется в пределах 5—10 м/сек. Задавшись этой скоростью, определяют размер выходного сечения выхлопного патрубка $F_{вых}$

$$F_{вых} = \frac{Q}{c_{тр}}. \quad (\text{IX. 132})$$

Форма его выбирается из конструктивных соображений, т. е. зависит от формы улитки и отводящего трубопровода. Нельзя,

однако, допускать резкого и быстрого увеличения проходного сечения, так как внезапное расширение жидкости всегда сопровождается потерями на срыв потока. Длина конического патрубка определяется допустимым углом раскрытия его, который должен быть 8—11°.

Для уяснения изложенного порядка проектирования рассмотрим пример расчета насоса.

Пример расчета центробежного насоса

Рассчитать центробежный насос жидкостного ракетного двигателя для подачи этилового спирта ($\gamma = 0,781 \text{ г/см}^3$) в количестве 50 кг/сек при давлении подачи 20 ати. Давление на всасывании насоса принято $p_{вх} = 0,2 \text{ ати}$. Число оборотов принять равным 4200 об/мин.

1. Рассчитываем основные данные насоса.

Объемный расход по формуле (IX. 81)

$$Q = \frac{G}{1000\gamma} = \frac{50}{1000 \cdot 0,781} = 0,064 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Напор насоса по формуле (IX. 85)

$$H = 10 \frac{\Delta p_H}{\gamma} = 10 \frac{p_{\text{под}} - p_{\text{вх}}}{\gamma} = 10 \frac{(20 - 0,2)}{0,781} = 254 \text{ м.}$$

2. Определяем коэффициент быстроходности насоса по (IX. 86)

$$n_s = 3,65 \frac{\sqrt[4]{VQ}}{\sqrt{H^3}} = 3,65 \frac{\sqrt[4]{0,064}}{\sqrt{254^3}} 4200 = 61.$$

Насос с таким коэффициентом быстроходности может быть выполнен с удовлетворительными коэффициентами полезного действия.

3. Задаемся величиной объемного к. п. д. насоса $\eta_b = 0,85$.

4. Находим приведенный диаметр $D_{1з}$, по формуле (IX. 92)

$$D_{1з} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{0,064}{4200}} = 111 \text{ мм.}$$

5. Определяем гидравлический к. п. д. по формуле (IX. 110)

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1з} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 111 - 0,172)^2} = 0,878.$$

Формула дает для насосов ЖРД завышенные величины η_r , поэтому из экспериментальных данных берем величину $\eta_r = 0,775$, полученную при испытании подобного насоса с таким же коэффициентом быстроходности.

6. Задаемся величиной механического к. п. д. $\eta_m = 0,95$.

7. Определяем полный к. п. д. насоса

$$\eta = \eta_r \eta_b \eta_m = 0,775 \cdot 0,850 \cdot 0,950 = 0,625.$$

8. Определяем мощность насоса

$$N_n = \frac{QH1000\gamma}{75\eta} = \frac{0,064 \cdot 254 \cdot 1000 \cdot 0,781}{75 \cdot 0,625} = 272 \text{ л. с.}$$

9. Определяем крутящий момент на валу насоса

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N_n}{\pi} = 71\,620 \frac{272}{4200} = 4620 \text{ кгсм.}$$

10. Определяем диаметр $d_{\text{вала}}$, принимая $\sigma_{кр} = 400 \text{ кг/см}^2$.

$$d_{\text{вала}} = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2\sigma_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{4620}{0,2 \cdot 400}} = 3,85 \text{ см} = 38,5 \text{ мм.}$$

11. Принимаем, что диаметр втулки равен 1,25 от диаметра вала

$$d_{\text{вт}} = 1,25 d_{\text{вала}} = 1,25 \cdot 38,5 = 48,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{вт}} = 50 \text{ мм.}$

12. Определяем действительный расход жидкости через колесо

$$Q_o = \frac{Q}{\eta_o} = \frac{0,064}{0,85} = 0,0753 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

13. Определяем диаметр входа в насос D_o по формуле (IX. 92')

$$D_o = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q_o}{\pi}} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{0,0753}{4200}} = 118 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$D_o = 120 \text{ мм.}$$

14. Находим скорость входа жидкости в колесо по (IX. 119)

$$c_o = \frac{Q_o}{\frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_{\text{вт}}^2)} = \frac{0,0753}{\frac{\pi}{4} (0,12^2 - 0,05^2)} = 8,05 \text{ м/сек.}$$

15. Принимая наклонную кромку лопатки в соответствии с чертежом на фиг. 143, выбираем

$$D_1 = 0,95 D_o$$

и определяем

$$D_1 = 0,95 \cdot 120 = 114 \text{ мм} = 0,114 \text{ м.}$$

16. Находим по формуле (IX. 120) ширину колеса на входе, приняв предварительно $\psi_1 c_1 = c_o = 8,05 \text{ м/сек.}$

$$b_1 = \frac{Q_o}{\pi D_1 \psi_1 c_1} = \frac{0,0753}{\pi \cdot 0,114 \cdot 8,05} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм.}$$

17. Определяем окружную скорость колеса на расчетном диаметре

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,114 \cdot 4200}{60} = 25,05 \text{ м/сек.}$$

18. Определяем угол входа жидкости на колесо без учета стеснения потока лопатками

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{c_0}{u_1} = \frac{8,05}{25,05} = 0,321; \quad \beta'_1 = 17^\circ 50'.$$

19. Определяем дополнительный угол атаки лопатки для нахождения угла наклона лопатки

$$\Delta\beta' = 0,35 \cdot 17^\circ 50' = 6^\circ 10'.$$

20. Находим угол лопатки $\beta_{1л}$.

$$\beta_{1л} = 17^\circ 50' + 6^\circ 10' = 24^\circ.$$

Принимаем $\beta_{1л} = 24^\circ$.

21. Из конструктивных соображений задаемся толщиной лопатки на входе $\delta_1 = 3$ мм, а также предварительно числом лопаток $z = 6$.

22. Определяем коэффициент стеснения потока на входе в колесо по формуле (IX, 95)

$$\psi_1 = 1 - \frac{\delta_1 z}{\sin \beta_{1л} \pi D_1} = 1 - \frac{0,003 \cdot 6}{\sin 24^\circ \pi \cdot 0,114} = 0,88.$$

23. Определяем действительную скорость потока на входе

$$c_1 = \frac{c_0}{\psi_1} = \frac{8,05}{0,88} = 9,15 \text{ м/сек.}$$

24. Определяем действительный угол входа жидкости на колесо β_1

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{9,15}{25,05} = 0,364; \quad \beta_1 = 20^\circ.$$

25. Определяем действительный угол $\Delta\beta$.

$$\Delta\beta = \beta_{1л} - \beta_1 = 24^\circ - 20^\circ = 4^\circ.$$

Так как величина $\Delta\beta$ находится в рекомендованных пределах, то расчет входа на этом заканчивается.

26. Определяем в первом приближении необходимую окружную скорость колеса на выходе согласно формуле (IX, 123)

$$H = k \frac{(u'_2)^2}{g}; \quad u'_2 = \sqrt{\frac{gH}{k}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 254}{0,5}} = 70,6 \text{ м/сек.}$$

27. Определяем в первом приближении диаметр колеса на выходе

$$D'_2 = \frac{60 u'_2}{\pi} = \frac{60 \cdot 70,6}{\pi \cdot 4200} = 0,320 \text{ м} = 320 \text{ мм.}$$

28. Для коэффициента быстроходности насоса $n_s=61$ выбираем угол выхода потока, равный

$$\beta_2 = 25^\circ.$$

29. Проверяем правильность выбранного ранее числа лопаток, для чего используем формулу (IX. 125)

$$z = 13 \frac{D_2 + D_1}{2(D_2 - D_1)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 13 \frac{320 + 114}{2(320 - 114)} \sin \frac{20^\circ + 25^\circ}{2} = 5,3.$$

Принятое ранее число лопаток, равное 6, можно считать выбранным правильно.

30. Определяем угол стеснения потока на выходе при толщине лопатки δ_2 равной 3 мм, по формуле (IX. 97)

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta_2 z}{\pi D_2 \sin \beta_2} = 1 - \frac{0,003 \cdot 6}{\pi \cdot 0,320 \cdot \sin 25^\circ} = 0,957.$$

31. Определяем необходимую ширину колеса на выходе по уравнению

$$c_{2m} = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \psi_2}.$$

Принимаем при этом $c_{2m} = c_{1m} = 9,15$ м/сек.

$$b_2 = \frac{Q_0}{c_{1m} \pi D_2 \psi_2} = \frac{0,064}{9,15 \cdot \pi \cdot 0,32 \cdot 0,957} = 0,0073 \text{ м} = 7,3 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину колеса на выходе равной 8 мм, которая может быть выдержана и технологически. При этом действительная скорость c_{2m} составит

$$c_{2m} = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \psi_2} = \frac{0,064}{\pi \cdot 0,32 \cdot 0,008 \cdot 0,957} = 8,32 \text{ м/сек}.$$

32. Определяем теоретический напор колеса

$$H_T = \frac{H}{\tau_r} = \frac{254}{0,775} = 328 \text{ м}.$$

33. Определяем поправочный коэффициент p по формуле (IX. 104)

$$p = 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2},$$

где $\psi = 0,6 + 0,6 \sin \beta_2$;

$$\psi = 0,6 + 0,6 \sin 25^\circ = 0,853;$$

$$p = 2 \frac{0,853}{6} \frac{1}{1 - \left(\frac{114}{320}\right)^2} = 0,325.$$

34. Находим теоретический напор при бесконечном числе лопаток, используя формулу (IX. 103)

$$H_{T\infty} = H_T(1 + p) = 328 \cdot 1,325 = 435 \text{ м.}$$

35. Находим окружную скорость на выходе во втором приближении, используя формулу (IX. 127)

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty}} =$$

$$= \frac{8,32}{2 \cdot 0,466} + \sqrt{\left(\frac{8,32}{2 \cdot 0,466}\right)^2 + 9,81 \cdot 435} = 74,8 \text{ м/сек.}$$

36. Находим диаметр колеса на выходе во втором приближении

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 74,8}{\pi 4200} = 0,340 \text{ м} = 340 \text{ мм.}$$

Так как расхождение в величине D_2 по сравнению с первым приближением сравнительно невелико, то дальнейшего пересчета диаметра D_2 не производим.

37. Производим профилирование лопатки дугой окружности (см. фиг. 150).

38. Определяем момент количества движения жидкости при выходе ее с колеса

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = 74,8 - \frac{8,32}{0,466} = 56,9 \text{ м/сек.}$$

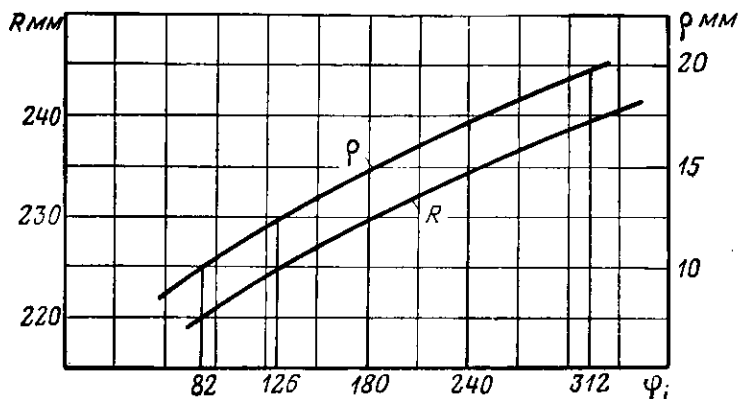
$$c_{2u} R_2 = 56,9 \frac{0,340}{2} = 9,67 \text{ м}^2/\text{сек.}$$

39. Производим профилирование спиральной улитки (см. фиг. 151).

Для уменьшения скорости жидкости применяем безлопаточный диффузор высотой 30 мм. Принимаем форму сечения улитки в виде круга и составляем таблицу характерных размеров.

№ сечения	r в м	$r = r_{ц.т}$ в м	c_i в м/сек	f_i в м ²	Q_i в м ³ /сек	φ_i°	R_i в м
1	0,0100	0,2100	46,0	$3,14 \cdot 10^{-4}$	0,0144	82	0,220
2	0,0125	0,2125	45,5	$4,91 \cdot 10^{-4}$	0,0224	126	0,225
3	0,0150	0,2150	44,9	$7,10 \cdot 10^{-4}$	0,0320	180	0,230
4	0,0175	0,2175	44,4	$9,60 \cdot 10^{-4}$	0,0427	240	0,235
5	0,0200	0,2200	43,9	$12,60 \cdot 10^{-4}$	0,0554	312	0,240
6	0,0225	0,2225	43,4	$15,90 \cdot 10^{-4}$	0,0690	388	0,245

По данным таблицы строим график фиг. 152, по которому находим все необходимые размеры улитки в любом ее сечении. В спроектированной улитке имеют место очень большие скорости, что может вызвать ухудшение гидравлического к. п. д. за счет очень высоких гидравлических потерь. Для уменьшения этих потерь можно применять лопаточный диффузор.



Фиг. 152. К профилированию улитки.

40. Определяем диаметр выходного патрубка.

Принимаем форму сечения патрубка в виде круга. Скорость на выходе и в трубопроводе $c_{тр} = 10$ м/сек,

$$F_{\text{вых}} = \frac{Q}{c_{тр}} = \frac{0,064}{10} = 0,0064 \text{ м}^2.$$

Принимаем $D_{\text{вых}} = 100$ мм.

41. Определяем длину выходного патрубка.

Задаваясь углом $2\gamma = 10^\circ$; $\gamma = 5^\circ$, получим

$$L = \frac{D_{\text{вых}} - 2r_{\text{вых}}}{2 \operatorname{tg} \gamma}; \quad (\text{IX. 133})$$

$$L = \frac{0,100 - 0,045}{2 \cdot 0,086} = 0,320 \text{ м} = 320 \text{ мм}.$$

Расчет шестеренчатых насосов

Схема шестеренчатого насоса приведена на фиг. 153.

Перекачиваемая жидкость поступает во входной патрубок к зубьям двух сцепленных между собой и вращающихся зубчатых колес. Она попадает во впадины между зубьями и увлекается зубчатыми колесами на сторону нагнетания. В этой полости зубья снова начинают входить в зацепление и вытесняют жидкость из впадин. Перетеканию жидкости на сторону всасывания препятствует то, что зубья зубчатых колес находятся между собой в зацеплении, а зазор между корпусом и зубьями делается малым.

Поэтому жидкость через нагнетательный патрубок направляется в систему подачи двигателя.

Шестеренчатый насос является примером объемных насосов, которых подача жидкости осуществляется путем вытеснения ее рабочего объема насоса. Давление, развиваемое объемным насосом, определяется гидравлическим сопротивлением системы подачи и не зависит непосредственно от числа оборотов его. Кроме шестеренчатых насосов, в ЖС могут применяться винтовые (шнековые) насосы а также многоплунжерные насосы с вращающейся шайбой.



Фиг. 153. Схема шестеренчатого насоса.

Для определения размеров шестеренчатого насоса найдем теоретический объем жидкости, подаваемый в единицу времени этим насосом. Теоретический объем жидкости, подаваемый за один оборот шестеренчатого насоса, равен объему впадин между зубьями двух зубчатых колес. Можно приблизительно считать, что объем впадин между зубьями равен объему самих зубьев.

В этом случае теоретическая подача насосом с двумя зубчатыми колесами за один оборот равна объему полого цилиндра, охватывающего зубья одного зубчатого колеса.

Таким образом, теоретический объемный расход насоса $Q_{\text{теор}}$ в 1 сек. составит

$$Q_{\text{теор}} = \pi D n \frac{1}{60} h b \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (\text{IX. 134})$$

где D — диаметр начальной окружности зубьев в мм;

n — число оборотов насоса в минуту;

h — высота зубьев в мм;

b — длина зубьев в мм.

Начальный диаметр может быть выражен через число зубьев и их модуль m

$$D = z m.$$

Кроме того, для зубьев эвольвентного профиля можно считать, что

$$h = 2 m.$$

Произведя соответствующие подстановки в исходное уравнение (IX. 134), получим

$$Q_{\text{теор}} = 2 \pi z m^2 \frac{b n}{60} \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (\text{IX. 135})$$

Как показывает полученное уравнение, для уменьшения размеров насоса и его веса необходимо увеличить модуль зубьев m .

Увеличение модуля ограничивается минимально допустимым числом зубьев, определяемым из условий изготовления правильного профиля зубьев. Это минимальное число зубьев составляет $7 \div 11$. Ширина зубьев не должна быть больше $10 m$, иначе трудно обеспечить плотность прилегания зубьев по линии зацепления.

Чтобы уменьшить размеры насоса и осуществить привод его непосредственно от высокооборотной турбины, целесообразно выбрать максимально возможное число оборотов. Оно ограничивается окружной скоростью u на начальной окружности зубчатых колес, ибо с увеличением ее резко возрастает износ зубьев и увеличиваются утечки жидкости между зубьями зубчатых колес и корпусом насоса.

Можно считать, что допустимая скорость на начальной окружности колеса ограничивается величиной 80—100 м/сек

$$u = \pi D \frac{n}{60} 10^{-3} = 80 \div 100 \text{ м/сек.} \quad (\text{IX. 136})$$

Фактический объемный расход Q , развиваемый насосом, будет меньше, чем теоретический, в связи с утечками жидкости. Эти утечки в значительной степени зависят от износа зубчатых колес и давления подачи жидкости.

Величину утечек можно подсчитать, вводя коэффициент подачи η

$$Q = Q_{\text{теор}} \eta. \quad (\text{IX. 137})$$

Значение этого коэффициента составляет 0,7—0,8.

Вводя в уравнение (IX. 135) величину η и разрешая его относительно ширины зубчатых колес b , получим

$$b = \frac{Q \cdot 10^9 \cdot 60}{2 \pi z m^2 \eta n} = \frac{3 \cdot Q \cdot 10^{10}}{\pi z m^2 \eta n} \text{ мм.} \quad (\text{IX. 138})$$

Если ширина зубьев выходит за пределы допустимой, насос разбивается на ряд секций меньшей ширины.

Пример 16. Определить размеры шестеренчатого насоса для подачи в ПГГ перекиси водорода ($\gamma = 1,350 \text{ кг/л}$) в количестве 4 кг/сек. Число оборотов турбины составляет 16 000 об/мин.

Принимаем следующие данные насоса: $z = 12$, $m = 3$, $n = 16\,000 \text{ об/мин}$, $\eta = 0,7$. Секундный расход перекиси Q составит

$$Q = \frac{4}{1350} = 2,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

По формуле (IX. 138) определяем ширину колеса насоса

$$b = \frac{3Q \cdot 10^{10}}{\pi z m^2 \eta n} = \frac{3 \cdot 2,96 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{10}}{\pi \cdot 12 \cdot 3^2 \cdot 0,7 \cdot 16\,000} = 23,5 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину зубчатых колес равной 24 мм. Такой насос может быть выполнен односекционным.

Проверяем величину окружной скорости

$$u = \frac{\pi D n}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{\pi z n}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{\pi \cdot 3 \cdot 12 \cdot 16\,000 \cdot 10^{-3}}{60} = 30 \text{ м/сек.}$$

Окружная скорость находится в допустимых пределах.

§ 61. КАВИТАЦИЯ И ВЫБОР ЧИСЛА ОБОРОТОВ НАСОСА

В изложенном выше расчете центробежного насоса число оборотов его n считается заданным. Однако в действительности правильный выбор числа оборотов насоса является довольно сложной задачей.

Повышение числа оборотов благоприятно сказывается на конструкции и коэффициентах насоса и всего турбонасосного агрегата в целом. Это происходит по следующим причинам.

1. Увеличение числа оборотов (при условии сохранения необходимого напора насоса) позволяет уменьшить величину диаметра колеса на выходе D_2 , а следовательно, позволяет уменьшить габариты и вес насоса.

2. Увеличение числа оборотов в насосах ЖРД, имеющих относительно малые расходы Q и высокие напоры H , приводит к улучшению формы колеса за счет уменьшения отношения $\frac{D_2}{D_1}$, а следовательно, к уменьшению гидравлических потерь, увеличению η_c и уменьшению мощности, затрачиваемой на привод насоса.

3. Увеличение числа оборотов насоса приводит к улучшению условий работы турбины (выражающемуся в увеличении ее к. п. д.) или к уменьшению ее размеров (подробнее см. ниже).

Однако увеличению числа оборотов насоса препятствует возникновение в нем кавитации.

Сущность явления кавитации

Кавитацией, или *холодным кипением жидкости*, называется возникновение в потоке жидкости разрывов или пустот, заполняемых парами жидкости.

Чтобы выяснить возможность возникновения кавитации, рассмотрим уравнение Бернулли для несжимаемой жидкости

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma}. \quad (\text{IX.139})$$

Если полный напор, который имеет жидкость, составляет p_0 , то при отсутствии потерь статическое давление в потоке составит

$$p = p_0 - \frac{\gamma w^2}{2g}. \quad (\text{IX.140})$$

Таким образом, при достижении в потоке жидкости скорости, большей, чем $w_{\max} = \sqrt{2g \frac{p_0}{\gamma}}$, статическое давление должно быть

меньше нуля. Но так как жидкость в потоке не работает на растяжение, которое могло бы воспринять отрицательное статическое давление, то в ней возникают разрывы или пустоты, которые немедленно заполняются парами вскипающей жидкости. Поэтому в

пустотах и устанавливается давление, равное давлению насыщен-
ных паров при температуре жидкости.

Как видно, явление кавитации аналогично возникновению га-
зового вихря в центробежной форсунке, который также заполняет
пустоты, образующиеся за счет уменьшения статического давле-
ния в потоке жидкости.

Возникновению кавитации, особенно вблизи стенок, способствует
также увеличение относительной скорости потока, при которой воз-
можно образование пустот за счет отрыва потока от стенок.

Кавитация нарушает нормальную работу насоса по двум при-
чинам.

При попадании жидкости, имеющей в своей массе паровые
мешки, в область более высоких давлений пар конденсируется, за-
полнение объема паровых мешков жидкостью происходит с боль-
шой скоростью, что приводит к явлению *гидравлического удара*
в момент заполнения всего объема.

Скорость жидкости при этом может достигать до 1500—
1800 м/сек. Полусферическая форма объемов, расположенных на
поверхности лопаток, вызывает направленный гидравлический удар
в фокус полусферы. Местные гидравлические удары, охватываю-
щие малые площадки на стенке, приводят к выкрашиванию (эро-
зии) металла, потере прочности и аварии насоса.

Вторым следствием кавитации является то, что объемный рас-
ход жидкости при возникновении кавитации резко уменьшается,
так как часть объема, подаваемого насосом, оказывается запол-
ненной парами жидкости. Такое явление называется *срывом по-
дачи*.

Так как кавитационная эрозия развивается постепенно, в те-
чение некоторого времени, то ввиду малой продолжительности ра-
боты жидкостного ракетного двигателя она большей частью (исклю-
чая насосы самолетных ЖРД) не является ограничением для при-
менения в ЖРД насоса, работающего на режиме кавитации.

Однако работа насосов в ЖРД в условиях кавитации являет-
ся безусловно недопустимой из-за срыва подачи или резкого из-
менения ее. Возникновение кавитации обязательно приводит к на-
рушению правильного протекания процесса сгорания в камере и мо-
жет вызвать взрыв двигателя. Поэтому работа насосов ЖРД на
режиме кавитации является совершенно недопустимой и насос дол-
жен быть спроектирован так, чтобы кавитация в нем была бы
исключена.

В отношении возникновения кавитации наиболее опасными яв-
ляются те сечения потока, в которых, с одной стороны, полное
давление жидкости мало, а с другой стороны, велики абсолютные
и относительные скорости потока. Таким сечением потока жидкости
в центробежном насосе является входное сечение, где полное дав-
ление потока минимально.

Увеличение числа оборотов насоса приводит к возрастанию
абсолютной скорости входа жидкости в колесо c_0 и к возрастанию
относительной ее скорости ω_1 . Последняя возрастает за счет уве-

личения окружной скорости u_1 . Таким образом, увеличение числа оборотов приводит к увеличению возможности возникновения кавитации. Для того, чтобы не допустить кавитации, приходится ограничивать число оборотов насоса.

Возникновение кавитации можно также предупредить, увеличивая полное давление жидкости на входе в насос $p_{вх}$.

Расчет насоса на кавитацию

Как уже было показано выше, возможность возникновения кавитации определяется величинами абсолютной скорости жидкости на входе c_0 (или близкой к ней скоростью c_1) и относительной скорости ее ω_1 . Степень влияния этих скоростей на кавитацию различна. Большее значение имеет абсолютная скорость c_1 , так как создание этой скорости сопровождается уменьшением статического давления жидкости. Меньшее значение имеет относительная скорость ω_1 .

Однако величина ω_1 включает в себя величину c_1 . Кроме того, так как для большинства насосов углы входа потока на колесо $\beta_{1л}$ не слишком отличаются друг от друга, то и соотношение между c_1 и ω_1 также примерно постоянно. Поэтому при расчетах на кавитацию за определяющую скорость принимают именно относительную скорость ω_1 .

Затрата статического давления на создание скорости на входе в колесо определяется как некоторая часть скоростного напора

$\sigma \frac{\gamma \omega_1^2}{2g}$, где σ представляет собой величину, зависящую от конструкции входа в насос; она определяется экспериментально. Эта же величина определяет и возможность отрыва потока от стенок.

Кавитация не возникнет, если давление в жидкости не упадет ниже давления насыщающих паров p_s при данной температуре жидкости.

Используем уравнение Бернулли для расчета насоса на кавитацию. Запишем его в такой форме:

$$p_{ж} = p_{вх} - \sigma \frac{\gamma \omega_1^2}{2g}, \quad (\text{IX. 141})$$

где $p_{ж}$ — статическое давление в жидкости;

$p_{вх}$ — полное давление жидкости на входе.

Отсутствие кавитации определяется условием

$$p_{ж} \geq p_s,$$

или

$$p_{вх} \geq p_s + \sigma \frac{\gamma \omega_1^2}{2g}. \quad (\text{IX. 142})$$

Знак равенства в этом уравнении соответствует критическому случаю, когда кавитация становится возможной. При большем давлении на входе $p_{вх}$ кавитация становится невозможной.

Преобразуя уравнение (IX.142), получим

$$\sigma \leq \frac{\frac{p_{вх} - p_s}{\gamma} 2g}{\omega_1^2} = \frac{(p_{вх} - p_s) 2g}{\gamma \omega_1^2}. \quad (\text{IX.143})$$

Расчет на кавитацию удобнее вести не по скорости ω_1 , а по основным величинам, характеризующим насос, т. е. Q , H и n .

Легко показать, что квадрат относительной скорости ω_1^2 может быть выражен через расход и число оборотов насоса. Запишем скорость ω_1 в виде

$$\omega_1^2 = u_1^2 + c_1^2. \quad (\text{IX.144})$$

Выразим u_1 через основные параметры насоса

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Принимая $D_1 = D_0$, по формуле (IX.91') (см. стр. 389) и выражая D_1 в метрах, находим

$$D_1 = D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}},$$

после чего

$$u_1 = \frac{\pi}{60} k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} n = \frac{\pi k_0}{60} \sqrt[3]{Q n^2}$$

и

$$u_1^2 = \left(\frac{\pi k_0}{60}\right)^2 \sqrt[3]{(Q n^2)^2}. \quad (\text{IX.145})$$

Выразим теперь c_1 через основные параметры насоса. Пренебрегая диаметром втулки,

$$c_1 = \frac{c_0}{\psi_1} = \frac{Q}{\psi_1 \frac{\pi}{4} D_0^2} = \frac{4}{\psi_1 \pi k_0^2} \sqrt[3]{Q n^2} \quad (\text{IX.146})$$

$$c_1^2 = \left(\frac{4}{\psi_1 \pi k_0^2}\right)^2 \sqrt[3]{(Q n^2)^2}. \quad (\text{IX.147})$$

Подставив полученные выражения для u_1^2 и c_1^2 в формулу (IX.144), получим

$$\omega_1^2 = (Q n^2)^{\frac{2}{3}} \left[\left(\frac{\pi k_0}{60}\right)^2 + \left(\frac{4}{\psi_1 \pi k_0^2}\right)^2 \right]. \quad (\text{IX.148})$$

Так как значения k_0 и ψ_1 для насосов можно принять постоянными, то $\omega_1^2 = \varepsilon (Q n^2)^{\frac{2}{3}}$, где ε — постоянная для всех насосов величина.

Подставим полученное выражение для w_1^2 в уравнение (IX. 143), в котором одновременно обозначим $\frac{p_{вх}}{\gamma} = H_{вх}$ и $\frac{p_s}{\gamma} = H_s$, выразив их в метрах столба жидкости. Тогда

$$\sigma \leq \frac{(H_{вх} - H_s) 2g}{\frac{2}{\epsilon (Qn^2)^3}} \quad (\text{IX. 149})$$

Обычно это уравнение разрешают относительно произведения $n\sqrt{Q}$, для чего его нужно возвести в степень $\frac{3}{4}$

Кроме того, величина разности напоров выражается в виде

$$\frac{H_{вх} - H_s}{10}$$

Проведя преобразования, получим

$$n\sqrt{Q} \leq \left(\frac{2g}{\epsilon\sigma} \cdot 10\right)^{\frac{3}{4}} \left(\frac{H_{вх} - H_s}{10}\right)^{\frac{3}{4}} \quad (\text{IX. 150})$$

Величина $\left(\frac{2g}{\epsilon\sigma} \cdot 10\right)^{\frac{3}{4}}$ называется *критическим коэффициентом кавитации* $c_{кр}$. Он определяется опытным путем, так как в него входит теоретически неопределяемая величина σ . Чем больше величина коэффициента кавитации, тем больше при прочих равных условиях может быть допущено число оборотов насоса.

Опытные значения коэффициента кавитации $c_{кр}$ лежат в пределах $c_{кр} = 800 - 1100$ и зависят от конструкции входа в насос. Для насосов обычной конструкции этот коэффициент имеет величину, равную $c_{кр} = 900$.

Уравнение (IX. 150) и используется для расчета максимально допустимого числа оборотов насоса

$$n_{max} = c_{кр} \frac{1}{\sqrt{Q}} \left(\frac{H_{вх} - H_s}{10}\right)^{\frac{3}{4}} \quad (\text{IX. 151})$$

Легко видеть, что максимально допустимое число оборотов в насосах ЖРД будет меньшим для насоса окислителя, так как объемный расход его всегда больше, чем объемный расход топлива. Поэтому в одновальных турбонасосных агрегатах число оборотов ТНА определяется из расчета на кавитацию насоса окислителя.

Напор на всасывании насоса и его определение

Давление на входе жидкости в насос $p_{вх}$, или же напор на всасывании насоса $\frac{p_{вх}}{\gamma}$, определяется полным давлением, которое имеет жидкость. Это давление составляется из давления столба жидко-

сти $p_{ст}$ и абсолютного давления в баке над свободной поверхностью ее $p_{бака}$. Таким образом,

$$p_{вх} = p_{бака} + p_{ст}. \quad (IX. 152)$$

Для двигателей ракет характерно такое взаимное расположение баков и насосов (см. фиг. 132), когда бак расположен выше двигателя. Для самолетных ЖРД баки могут быть расположены и ниже насоса. В этом случае величина $p_{ст}$ будет отрицательной.

Рассмотрим величину давления столба жидкости в условиях летящей ракеты в период работы двигателя. Этот период характерен тем, что уровень столба жидкости понижается за счет расходования компонента. Одновременно увеличивается ускорение ракеты, достигая своей максимальной величины в конце работы двигателя на главной ступени. Если учесть угол наклона ракеты к горизонту θ , то давление столба жидкости будет складываться из давления за счет веса столба жидкости, равного: $FH \gamma \sin \theta$ (где F — площадь столба) и силы инерции этого же столба $FH \rho j$ (где j — величина продольного ускорения ракеты).

Общая сила, действующая на основание столба жидкости, равна

$$FH \rho j + FH \gamma \sin \theta.$$

Давление столба жидкости $p_{ст}$ можно получить, разделив эту величину на площадь F

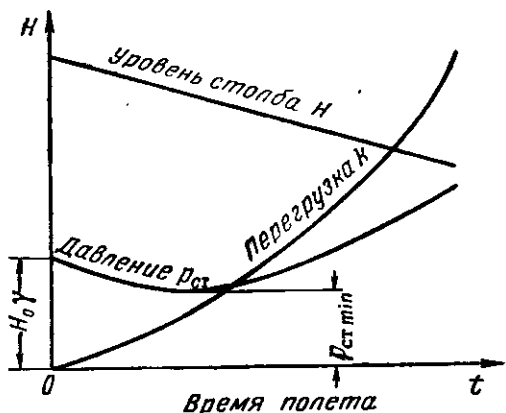
$$p_{ст} = H \rho j + H \gamma \sin \theta.$$

Учитывая, что $\gamma = \rho g$, получим

$$p_{ст} = H \rho (j + g \sin \theta) = H \gamma (k + \sin \theta), \quad (IX. 153)$$

где через k обозначено отношение продольного ускорения к ускорению земного притяжения, так называемая *перегрузка ракеты*.

При изменении H и j во время работы двигателя давление столба жидкости будет изменяться по времени примерно так, как показано на фиг. 154.



Фиг. 154. Изменения давления столба жидкости по времени полета.

Минимальное давление столба жидкости будет иметь место после запуска двигателя и будет несколько меньшим, чем давление веса при запуске. Для определения $p_{ст\ min}$ надо знать траекторию ракеты и ее ускорение. Расчет на кавитацию следует вести при минимальном давлении столба жидкости.

В баках ЖРД с насосной подачей обычно искусственно создается давление за счет наддува их газом (см. гл. X). Величина допускаемого давления наддува определяется прочностью бака, весом газа, используемого для наддува, и весом системы подачи этого газа.

С увеличением давления наддува вес всех составляющих системы наддува увеличивается. Кроме того, может оказаться необходимым увеличивать толщину стенок баков основного топлива, а значит, и их вес. Поэтому при установлении максимального числа оборотов насосов ЖРД нельзя слишком злоупотреблять увеличением давления наддува баков, ибо это может привести к общему утяжелению жидкостного ракетного двигателя.

Так как насос окислителя является более опасным в отношении кавитации, то давление наддува бака окислителя приходится делать большим, чем давление наддува бака горючего.

Уменьшить давление наддува бака окислителя можно, расположив его в передней части ракеты. При этом основная часть давления на входе в насос может быть получена за счет давления столба жидкости.

При расчете насоса на кавитацию необходимо знать давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, так как чем выше это давление, тем легче возникает кавитация. Давление насыщенных паров зависит от рода жидкости и от температуры ее. С увеличением температуры давление насыщенных паров резко возрастает, что следует учитывать в расчетах на кавитацию.

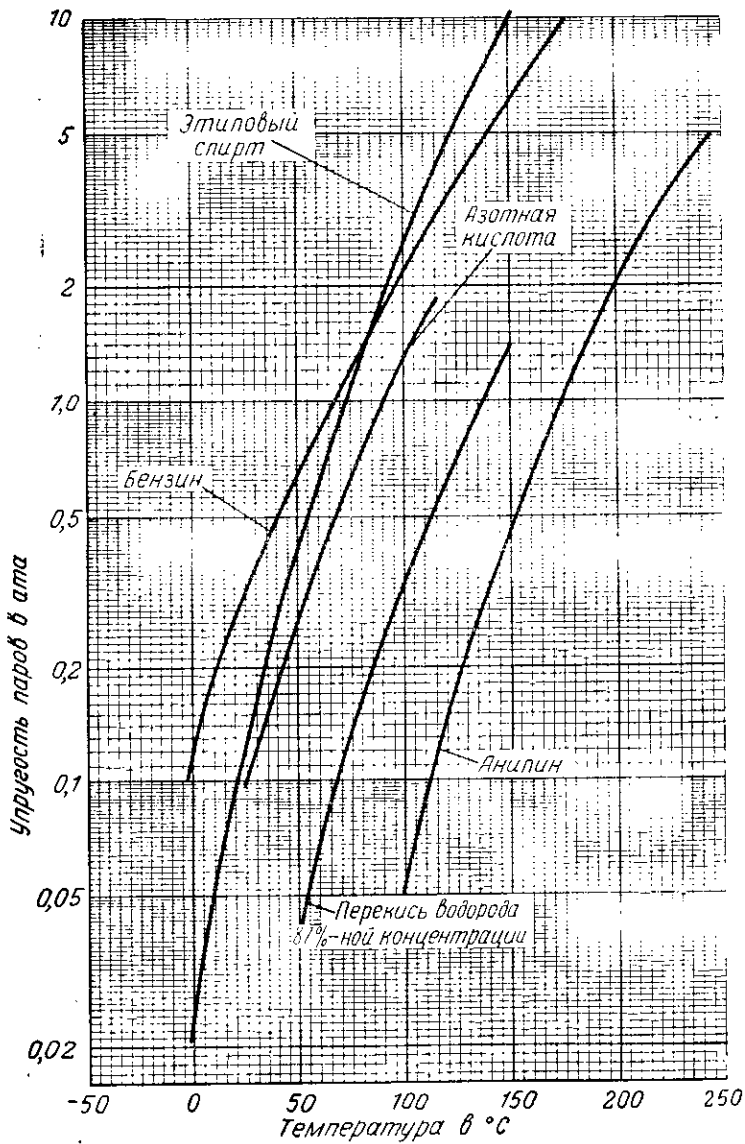
Данные о величинах давления насыщенных паров некоторых компонентов топлив ЖРД приведены на фиг. 155.

Для улучшения работы насоса и повышения числа оборотов его без ненужного увеличения давления в баках применяются различные конструктивные меры. Так как максимальное число оборотов, допускаемое по условиям кавитации, обратно пропорционально \sqrt{Q} , то для увеличения допускаемого числа оборотов можно применять параллельное включение колес. При двух колесах максимально допустимое число оборотов возрастает в 1,4 раза по сравнению с числом оборотов насоса, имеющего одно колесо.

Для уменьшения опасности кавитации применяются также следующие меры:

— закрутка потока на входе путем установки неподвижных направляющих лопаток. Эти лопатки уменьшают относительную скорость ω_1 ;

— включение винтового или лопастного насоса на входе в центробежный насос. Эта мера повышает давление жидкости на входе в насос, а также создает закрутку потока, уменьшающую от-



Фиг. 155. Зависимость упругости паров некоторых компонентов от температуры.

носительную скорость. Так устроены насосы ТНА двигателя «Вальтер» (см. фиг. 162).

Пример 17. Произвести проверочный расчет насоса жидкого кислорода двигателя ракеты А-4 на кавитацию при следующих условиях. Число оборотов насоса $n=3800$; давление наддува бака кислорода $p_{\text{бака}}=2,5 \text{ ата}$; начальная высота уровня кислорода над входом в насос $H=3,5 \text{ м}$. Удельный вес жидкого кислорода $\gamma=1,14 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Используем формулу (IX.151) для расчета максимального числа оборотов

$$n_{\text{max}} = c_{\text{кр}} \frac{1}{\sqrt{Q}} \left(\frac{H_{\text{вх}} - H_s}{10} \right)^{\frac{3}{4}} \text{ об/мин.}$$

Принимаем для насоса $c_{\text{кр}}=900$ (на насосе нет никаких специальных противокavitационных устройств).

В ракете А-4 весовой расход жидкого кислорода составляет $G=69,3 \text{ кг/сек}$, следовательно, объемный расход будет равен

$$Q = \frac{G}{\gamma} = \frac{69,3}{1140} \approx 0,060 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Принимаем, что минимальный действующий напор столба кислорода H_{min} составляет 0,8 от первоначального, т. е.

$$H_{\text{min}} = 0,8 \cdot 3,5 = 2,8 \text{ м.}$$

Определяем напор за счет наддува бака

$$H_{\text{бака}} = \frac{p_{\text{бака}}}{\gamma} = \frac{2,5 \cdot 10}{1,14} = 21,9 \text{ м.}$$

Полный напор на входе $H_{\text{вх}}$ составит

$$H_{\text{вх}} = H_{\text{min}} + H_{\text{бака}} = 2,8 + 21,9 = 24,7 \text{ м.}$$

Давление насыщенных паров жидкого кислорода при температуре кипения составляет

$$p_s = 1 \text{ ата,}$$

следовательно,

$$H_s = \frac{p_s}{\gamma} = \frac{1 \cdot 10}{1,14} = 8,8 \text{ м.}$$

Подставляем полученные данные в (IX.151) и определяем

$$n_{\text{max}} = \frac{900}{\sqrt{0,06}} \left(\frac{24,7 - 8,8}{10} \right)^{\frac{3}{4}} = 5800 \text{ об/мин.}$$

Как показывает расчет, максимально допустимое число оборотов больше чем то, которое имеет насос, следовательно, оно является по условиям кавитации допустимым.)

§ 62. ТУРБИНЫ, ТУРБОНАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ И ПАРОГАЗОГЕНЕРАТОРЫ ЖРД

В настоящем параграфе работа и расчет турбин подробно не рассматриваются, так как эти вопросы излагаются в соответствующих пособиях. Рассмотрим только особенности, связанные с работой турбины в турбонасосном агрегате ЖРД.

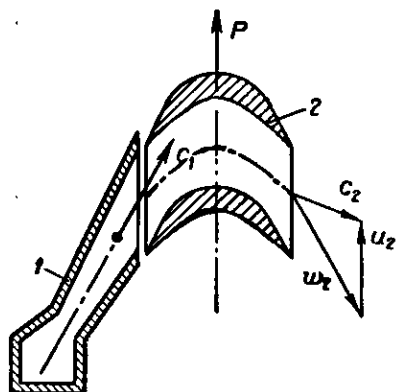
Турбина, используемая для привода насосов ЖРД, работает и получает необходимую мощность за счет усилия P , возникающего на окружности рабочего колеса.

Это усилие является реактивной силой, вызванной поворотом и ускорением потока рабочего тела между лопатками рабочего колеса.

Парогаз под высоким давлением входит в неподвижную сопловую коробку 1 (фиг. 156), где так же как и в сопле ЖРД, за счет уменьшения давления получает большую скорость. Попадая на лопатки рабочего колеса 2, парогаз изменяет свое направление, в связи с чем изменяется количество движения его и возникает реактивная сила, вызывающая вращение колеса.

Если усилие на ободе колеса возникает только за счет поворота потока парогаза без дальнейшего его ускорения в каналах, образованных лопатками рабочего колеса турбины, то такие турбины называются *активными*. Характерным признаком активной турбины является то, что статическое давление на входе в рабочее колесо и на выходе из него не изменяется, вследствие чего и не происходит дальнейшего разгона газа.

Активная турбина является простейшей по конструкции турбиной; она имеет минимальный вес на единицу мощности, по крайней мере, для мощностей до 800 л. с. По этой причине активные турбины получили наибольшее распространение в ЖРД.



Фиг. 156. Схема движения парогаза в турбине.

1—сопловая коробка; 2—лопатка рабочего колеса; c_1 —абсолютная скорость выхода парогаза из сопла; c_2 —абсолютная скорость выхода парогаза из колеса турбины; w_2 —направление относительной скорости парогаза на выходе из колеса; u_2 —околожная скорость колеса; P —реактивная сила, вращающая колесо.

Одноступенчатая активная турбина

Рассмотрим основные особенности работы одноступенчатой активной турбины.

Весь перепад давления парогаза, сработанный в турбине, расходуется на создание скорости газа на выходе из неподвижных сопел. Так же как и в сопле ЖРД, скорость истечения из сопла при адиабатическом расширении парогаза по уравнению Бернулли составит

$$c_1 = \sqrt{2g \frac{\Delta I}{A}}, \quad (\text{IX. 154})$$

где ΔI — уменьшение теплосодержания парогаза в турбине (так

называемый теплоперепад) в ккал/кг. Этот теплоперепад может быть выражен в виде

$$\Delta I = c_p (T_1 - T_2) = c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (\text{IX. 155})$$

Так как $c_p T_1$ представляет собой теллосодержание парагаза на входе в турбину $I_{\text{вх}}$, а $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$, то

$$c_1 = \sqrt{2g \frac{I_{\text{вх}}}{A} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (\text{IX. 156})$$

Как видно из выражения (IX. 156), скорость c_1 увеличивается с увеличением теллосодержания парагаза на входе и перепада давления до и после турбины, т. е. отношения $\frac{p_2}{p_1}$.

Работа расширения газа в турбине L_p в механических единицах составит

$$L_p = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\Delta I}{A}. \quad (\text{IX. 157})$$

В уравнении (IX. 157) записана работа идеальной турбины. Однако в турбине возникает ряд потерь. Одной из основных потерь турбины является потеря с выходной скоростью. Она представляет собой кинетическую энергию выходящего из турбины парагаза, равную

$$L_{\text{вых}} = \frac{c_2^2}{2g}, \quad (\text{IX. 158})$$

которая не использована в турбине.

Для получения хорошего использования энергии парагаза в турбине, т. е. для получения высокого к. п. д. ее, необходимо уменьшать абсолютную скорость газа на выходе из колеса.

Абсолютная скорость на выходе из колеса зависит от отношения $\frac{u}{c_1}$, где c_1 — скорость выхода парагаза из сопла, а u — окружная скорость колеса

$$u = \frac{\pi D n}{60}. \quad (\text{IX. 159})$$

Кроме того, скорость c_2 зависит также от конструкции сопла и лопаток колеса турбины.

Однако наибольшее влияние на величину выходной скорости и потери в турбине имеет именно отношение $\frac{u}{c_1}$.

График изменения к. п. д. турбины η_t в зависимости от отношения $\frac{u}{c_1}$ для простейшей одноступенчатой активной турбины приведен на фиг. 157.

Максимальное значение к. п. д. для одноступенчатой турбины будет при $\frac{u}{c_1} \approx 0,5$.

В активной турбине c_1 имеет большую величину: около 1000 м/сек. При этом повышение температуры парагаза и увеличение перепада давления на турбине приводят к увеличению скорости c_1 .

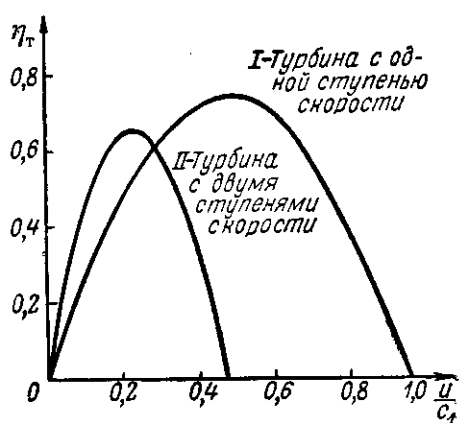
Скорость u зависит от диаметра колеса турбины и числа оборотов его. Для достижения высокого к. п. д. одноступенчатой активной турбины необходимо иметь высокие окружные скорости u (порядка 500 м/сек). Увеличение u за счет увеличения диаметра колеса D является невыгодной мерой, так как это приводит к возрастанию габаритов, а следовательно, и веса турбины. Возрастание веса турбины может увеличить начальный вес заправленного турбонасосного агрегата, несмотря на меньший расход парагаза, а следовательно, и на уменьшение общего веса расходуемого парагаза.

Именно поэтому увеличение числа оборотов ТНА является наиболее желательной мерой для повышения к. п. д. турбины. Однако, как известно, при одновальной схеме ТНА увеличение этого числа оборотов ограничивается кавитацией в насосе окислителя. Применение зубчатой передачи для увеличения числа оборотов турбины чаще всего приводит к неоправданному увеличению веса ТНА.

По этой же причине не всегда целесообразно повышать начальную температуру парагаза, хотя при этом теоретически должен уменьшаться расход его на единицу мощности. Увеличение c_1 без соответственного увеличения u приводит к снижению к. п. д. и потере ожидаемой экономии в расходе парагаза.

Стремление получить минимальные габариты и вес турбины приводит к тому, что отношение $\frac{u}{c_1}$ для выполненных турбин ЖРД имеет значение порядка 0,1.

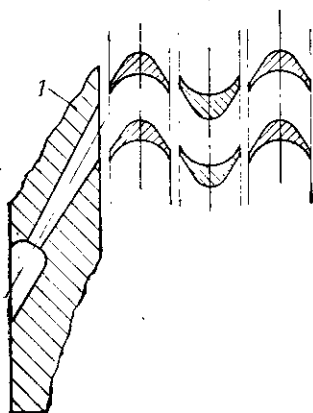
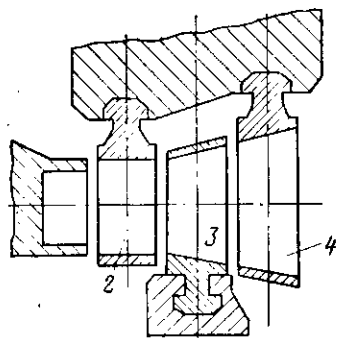
При этом значении $\frac{u}{c_1}$ одноступенчатая активная турбина имела бы очень низкий к. п. д.: порядка 0,25. Поэтому в ЖРД чаще используются активные турбины с двумя ступенями скорости.



Фиг. 157. Изменение к. п. д. турбины в зависимости от отношения $\frac{u}{c_1}$.

Активная турбина с двумя ступенями скорости

В этих турбинах осуществляется двукратный поворот пара, вследствие чего при малых отношениях $\frac{u}{c_1}$ достигается меньшая абсолютная скорость выхода пара газа c_2 . Кривая II на фиг. 157 описывает зависимость η_T от $\frac{u}{c_1}$ для такой конструкции турбины.



Фиг. 158. Схема проточной части турбины ракеты А-4.

1—сопло турбины; 2—лопатки колеса турбины; 3—лопатка направляющего аппарата; 4—второй ряд лопаток колеса.

сопла расположены редко. Данные о турбинах и описание их приведены ниже.

Следует отметить, что возрастание мощности турбонасосного агрегата, которое ожидается в связи с развитием дальних ракет, повысит относительную роль запаса рабочего тела в начальном весе ТНА. Это заставит более внимательно относиться к проектированию турбины и использовать такие типы их, которые при условиях работы в ЖРД дадут наибольший к. п. д.

При отношении $\frac{u}{c_1} = 0,1$ к. п. д. такой турбины составляет 0,45, т. е. она значительно выше, чем для одноступенчатой, а при отношении $\frac{u}{c_1} = 0,23$ имеет максимум порядка $\eta_T \approx 0,65$.

Конструктивное выполнение активной турбины с двумя ступенями скорости может быть осуществлено различно.

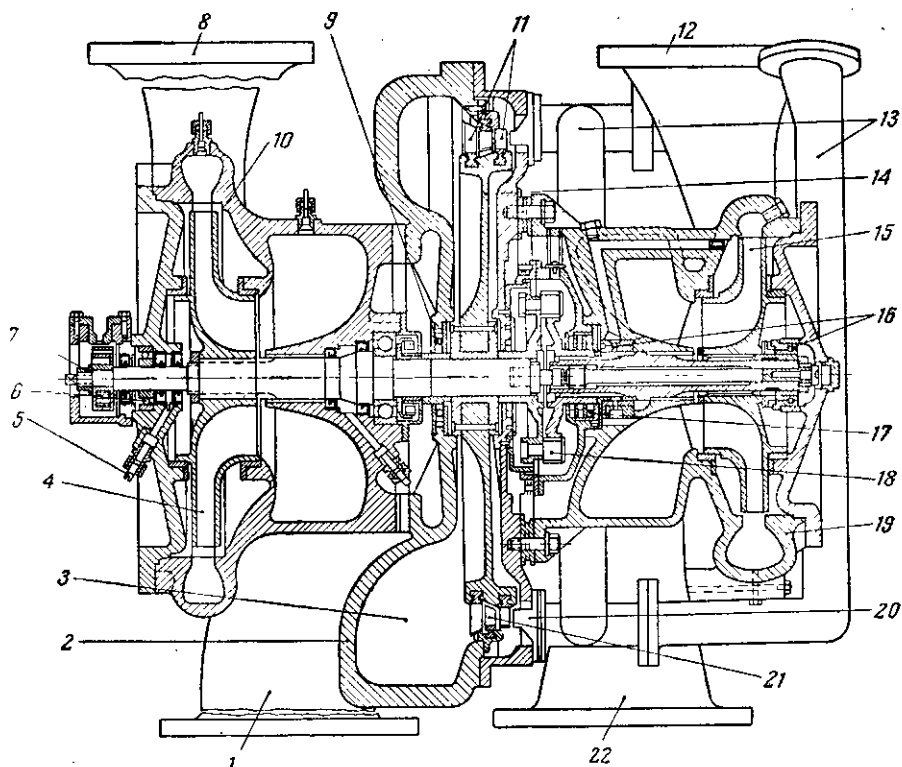
В турбине ракеты А-4 проточная часть турбины выполнена так, как показано на схеме фиг. 158. Парогаз высокого давления расширяется в неподвижных соплах 1. Затем он проходит через лопатки колеса турбины 2 и попадает на неподвижные лопатки направляющего аппарата 3, в котором изменяет свое направление так, что, попадая затем на второй ряд лопаток колеса 4, снова создает на них реактивную силу в направлении вращения колеса.

Второй вариант турбины со ступенями скорости применен на двигателе «Вальтер»; схематично он показан на фиг. 161.

Пар после выхода из сопла 7 поступает на лопатки колеса турбины, а затем поворачивается в поворотной камере 8, имеющей направляющие лопатки 10, и снова попадает на колесо турбины. Турбина выполненная по такой схеме, получается более простой, но поворот пара газа в корпусе возможен только тогда, когда расход пара газа через турбину невелик и

Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4

Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4 показан на фиг. 159¹. Он представляет собой одновалный агрегат с турбиной, расположенной между насосами. Парогаз поступает в сопловый



Фиг. 159. Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4.

1—входная улитка спиртового насоса; 2—корпус турбины; 3—коллектор отработанного парогаза; 4—крыльчатка спиртового насоса; 5—штуцер слива просочившегося спирта; 6—шарикоподшипники спиртового насоса; 7—предельный регулятор числа оборотов ТНА; 8—патрубок сборника спиртового насоса; 9—уплотнение вала турбины; 10—корпус спиртового насоса; 11—лопатки колеса турбины; 12—патрубок сборника жидкого кислорода; 13—трубы подвода парогаза; 14—диск турбины; 15—крыльчатка кислородного насоса; 16—подшипники скольжения кислородного насоса; 17—уплотнение вала кислородного насоса; 18—упругая муфта; 19—корпус кислородного насоса; 20—сопло турбины; 21—лопатки промежуточного направляющего аппарата; 22—входная улитка кислородного насоса.

коробки 20 (всего их три) по трубопроводу свежего парогаза 13. Получив большую скорость в соплах, он поступает на колесо со ступенями скорости, описанное выше, и выходит в коллектор отработанного парогаза 3, составляющий одновременно корпус турбины.

¹ Д. Саттон, Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

Размеры турбины выбраны в соответствии с размерами насосов, в связи с чем отношение $\frac{u}{c_1}$ для этой турбины составляет $\frac{u}{c_1} \approx 0,09$.

Лопатки обеих ступеней колеса турбины 11 выполнены из алюминиевого сплава и устанавливаются на ободе колеса с помощью креплений типа ласточкина хвоста. Неподвижные лопатки 21 направляющего аппарата набраны в три секции и укреплены на корпусе турбины винтами. Диск турбины выполнен из алюминиевого сплава и скреплен заклепками со стальной втулкой, которая посажена на вал. Уплотнения 9, препятствующие утечке пара газа вдоль вала турбины, расположены по обеим сторонам колеса и выполнены в виде обычных манжетных уплотнений. Просочившийся через уплотнения пара газ по отверстиям в корпусе турбины отводится в атмосферу.

Насос подачи спирта 10 расположен в общем с турбиной корпусе. Он имеет коэффициент быстроходности $n_s=64$. Это определяет вид колеса, имеющего большое отношение $\frac{D_2}{D_1}$. Уплотнение

колеса насоса осуществлено при помощи фигурных колец, в которые заходят выступы колеса с малым зазором. На валу колесо укреплено на шлицах и зажато против осевых перемещений гайкой. Шарикоподшипники 6 защищены от попадания спирта двойными уплотнениями, прижимаемыми к валу кольцевыми пружинами. Между уплотнениями расположены сливные отверстия для удаления просочившегося через первое уплотнение спирта.

Насос жидкого кислорода расположен в отдельном корпусе 19. Для обеспечения центровки осей турбины и насоса при возможных (вследствие большой разности температур) деформациях корпусов крепление насоса осуществляется с помощью болтов на четырех сухарях, допускающих взаимное смещение деталей в радиальном направлении с сохранением их соосности.

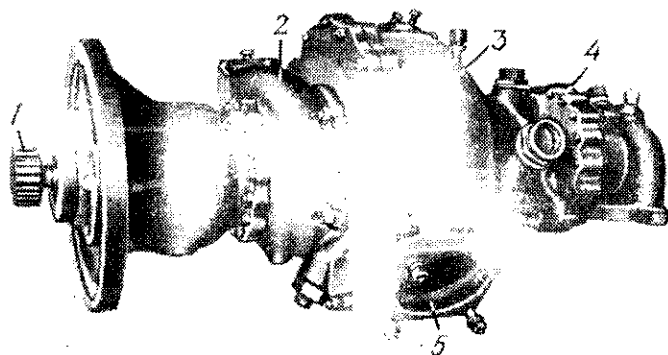
Насос жидкого кислорода имеет более высокий коэффициент быстроходности ($n_s=74$), чем насос спирта, и более благоприятную форму колеса. Уплотнение колеса кислородного насоса выполнено так же, как и уплотнение колеса спиртового насоса. Подшипники вала кислородного насоса 16 скользящие; смазка их осуществляется жидким кислородом, имеющим достаточную для этой цели вязкость. Утечка жидкого кислорода в сторону турбины предотвращается трехрядным уплотнением 17. Оно состоит из металлического кольца, разрезанного на три сектора и приточенного как к втулке вала, так и по плоскостям разреза на сектора. Прижим секторов между собой и к валу осуществляется кольцевыми пружинами.

Валы турбины и кислородного насоса соединяются при помощи упругой муфты 18. Подвод и отвод спирта и жидкого кислорода осуществляется перпендикулярно оси ТНА, что удобно из-за усло-

вий расположения ТНА на ракете. Подвод компонентов к колесу осуществляется через входные улитки 1 и 22, а отвод компонентов — через сборники 8 и 12.

Турбонасосный агрегат двигателя «Вальтер»¹

Турбонасосный агрегат является автономным агрегатом и предназначен для подачи под давлением горючего и окислителя в камеру сгорания двигателя, а перекиси водорода — в парогазогенератор. Так как перекись водорода одновременно является и окислителем, то отдельный насос для подачи ее не нужен.



Фиг. 160. Внешний вид турбонасосного агрегата двигателя «Вальтер».

1—ведущее зубчатое колесо; 2—насос окислителя; 3—турбина; 4—насос горючего; 5—выхлопной патрубков.

Турбонасосный агрегат выполнен в виде единого конструктивного узла (фиг. 160), который крепится к раме центрального блока двигателя. Он состоит из насоса горючего 4, насоса окислителя 2 и турбины 3, находящейся между этими насосами. Такое расположение элементов агрегата позволило разгрузить вал турбины от осевых усилий, возникающих в насосах, а также разобщить насосы и тем самым предотвратить возможность смешения компонентов при их подтекании, что очень опасно в пожарном отношении.

Диск турбины и рабочие колеса насосов расположены на одном валу (фиг. 161). На выступающем со стороны насоса окислителя конце вала насажено зубчатое колесо 1, входящее в зацепление с зубчатым колесом редуктора, используемого для запуска ТНА от электродвигателя.

¹ Описание ТНА двигателя «Вальтер» и насосов двигателей Р-3395 и Р-3390 заимствовано из статьи А. Б. Ионов и М. М. Чуркова «Центробежные топливные насосы фирм «Вальтер» и БМВ для ЖРД», Обзорный бюллетень авиамоторостроения, 1948, № 12.

Опорами вала служат шариковый и роликовый подшипники, вставленные в пакеты и размещенные в корпусах обоих насосов. Кроме того, вал вращается также в скользящих подшипниках 5 и 6.

Шариковый подшипник смазывается маслом, находящимся в картере редуктора и разбрызгиваемым при вращении зубчатого колеса редуктора. Для предотвращения попадания масла в полость манжетного уплотнения служит маслоотражатель, который вращается вместе с валом. Для стока масла в картер редуктора в гнезде пакета просверлены специальные каналы.

Роликовый подшипник смонтирован в специальном пакете, который центрируется в лапах корпуса турбины. Внутренняя обойма подшипника напрессована на вал турбины и имеет возможность при термическом расширении перемещаться вместе с валом. Масло для смазки роликового подшипника подается по трубопроводу от масленки, установленной на панели в кабине летчика. Чтобы воспрепятствовать вытеканию смазки по обеим сторонам подшипника, в пакете поставлены фетровые сальниковые уплотнения.

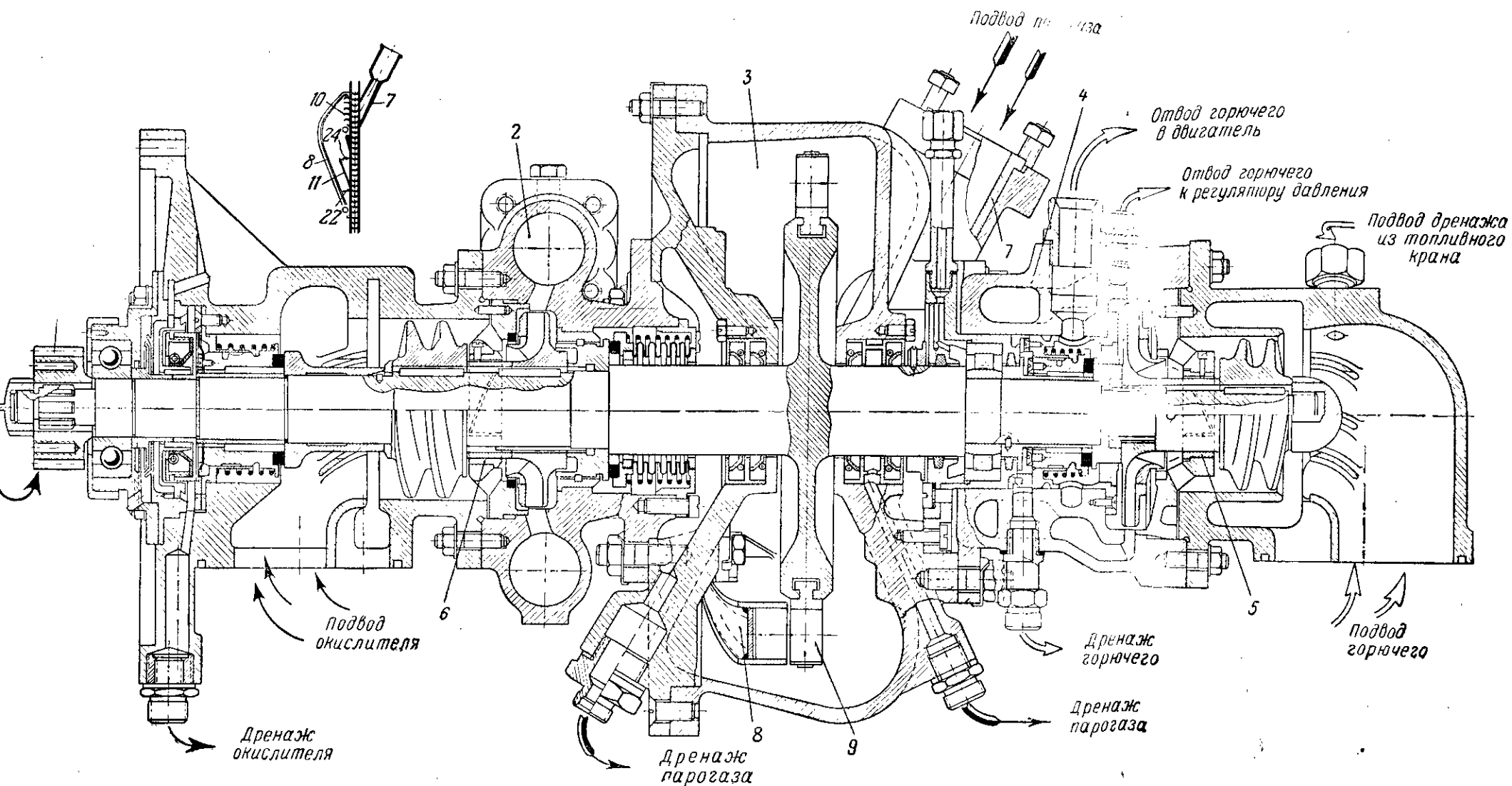
Для предотвращения утечки компонентов из насосов и парагаза из турбины вдоль вала, на нем расположены специальные узлы уплотнений. Компоненты топлива и парагаз, просочившиеся через уплотнения, отводятся по отдельным трубкам. Таким образом, исключается возможность их смешения. Расположение дренажных отверстий в турбонасосе показано на фиг. 161.

Насос окислителя (фиг. 162) состоит из следующих основных частей: корпуса насоса 6 со всасывающим патрубком 1, центробежного рабочего колеса 7, шнека (винтового колеса) 9, направляющего аппарата 8, расположенного между центробежным колесом и шнеком, и специальных узлов уплотнений А, Б и В.

Корпус насоса состоит в свою очередь из всасывающего патрубка 1 и собственно корпуса 6, скрепленных между собой шпильками. Герметичность стыкового соединения обеспечивается уплотнением 4, выполненным из стойкого против перекиси водорода материала.

Всасывающий патрубок имеет фланец для крепления к корпусу редуктора. Компонент под статическим напором через всасывающий патрубок подводится к насосу. В проточной части патрубка на повороте имеются направляющие лопатки 6, установленные с целью предотвращения или уменьшения закрутки потока перед входом в шнек, который расположен в цилиндрической части патрубка. Посредством шнека создается подпор жидкости (1,6—1,8 *ати*) перед входом в рабочее колесо, который необходим для безкавитационной работы колеса основного центробежного насоса. Шнек выполнен в виде двухзаходной спирали и закреплен на валу при помощи шпонки.

Для достижения безударного входа потока жидкости на лопатки рабочего колеса между шнеком и центробежным колесом расположен направляющий аппарат 8, в котором имеются окна с направляющими ребрами. Направляющий аппарат скреплен с корпу-

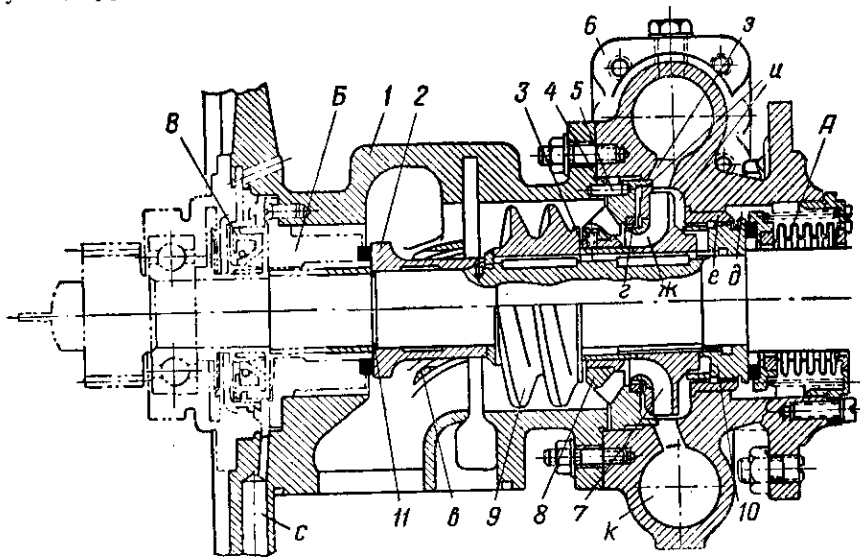


Фиг 161. Разрез турбонасосного агрегата двигателя «Вальтер».

1—зубчатое колесо; 2—насос окислителя; 3—турбина; 4—насос горячего; 5—скользящий подшипник со стороны насоса горячего; 6—скользящий подшипник со стороны насоса окислителя; 7—сопло; 8—по-
 направляющие; 9—колесо лопаток с лопатками; 10—продольная направляющая; 11—продольная направляющая.

сом всасывающего патрубка штифтом 5, препятствующим его проворачиванию.

В ступицу направляющего аппарата впрессована закаленная втулка, которая служит поддерживающей опорой вала турбины. Во внутренней части втулки имеются спиральные канавки для смазки и охлаждения прокачиваемым компонентом поверхности втулки, трущейся о распорное кольцо 3.



Фиг. 162. Насос окислителя двигателя «Вальтер».

1—всасывающий патрубок; 2—уплотняющее кольцо; 3—распорное кольцо; 4—уплотнение; 5—штифт; 6—корпус насоса; 7—центробежное рабочее колесо; 8—направляющий аппарат на входе; 9—шпек (винтовое колесо); 10—уплотняющее кольцо; 11—узел уплотнения (резиновое кольцо).
 А—узел уплотнения; Б—узел уплотнения (контактного типа); В—узел уплотнения (манжетного типа); в—направляющие лопатки; г—кольцо лабиринтного уплотнения; д—дренажная камера; е—кольцо лабиринтного уплотнения; ж—полость низкого давления (всасывания); з—направляющий аппарат на выходе; и—полость высокого давления; к—коллектор; л—дренаж окислителя.

Рабочее колесо 7 закрытого типа с односторонним всасыванием имеет десять загнутых назад лопаток.

Разобщение полости высокого давления и от полости низкого давления (на всасывании) ж и дренажной камеры д осуществлено лабиринтными уплотнениями кольцевого типа г и е. В то же время стальные закаленные кольца г и е не допускают быстрого разрабатывания зазора.

Чтобы перекись водорода не проникала по валу в шариковый подшипник, между всасывающим патрубком и подшипниковой камерой предусмотрена дренажная полость с двумя уплотнениями, одно из которых контактного типа В, а другое — манжетного типа Б. Применение контактного уплотнения Б с графитовым кольцом у трущейся поверхности обеспечивает малый износ его.

Утечка окислителя (со стороны всасывающего патрубка) отводится через канал с наружу из системы питания. Утечка окислителя (из дренажной камеры) по валу предотвращается при помощи контактного уплотнения, расположенного за колесом центробежного насоса.

Насос горючего выполнен по той же конструктивной схеме, что и насос окислителя, но его рабочие элементы имеют другие размеры.

Корпусы, рабочие колеса, шнеки, всасывающие патрубки и направляющие аппараты насосов горючего и окислителя изготовлены из алюминиевого сплава, а вал, уплотнительные кольца и втулки — из нержавеющей стали.

Насосы приводятся во вращение активной турбиной с двумя ступенями скорости и с поворотом пара, выполненной в виде отдельного агрегата.

Проточная часть турбины (см. фиг. 161) состоит из сопла 7, впрысванного в прилив корпуса, поворотной камеры 8, прикрепленной к крышке корпуса турбины, и выхлопного патрубка. Корпус и крышка турбины изготовлены из алюминиевого сплава.

Сопло из нержавеющей стали имеет диаметр на входе 35 мм, а в критическом сечении 11 мм. Для лучшего заполнения лопаток рабочего колеса парогазом соплу на выходе придано прямоугольное сечение. Струя парогаса, выходящая из сопла, попадает на рабочие лопатки турбины и далее на неподвижные направляющие лопатки 10 поворотной камеры 8. После поворота пара перегородкой 11 струя парогаса вновь направляется на рабочие лопатки турбины и отводится через выхлопной патрубок.

Поворотная камера представляет собой сварную из листов нержавеющей стали коробку сегментообразной формы, внутри которой расположены шесть направляющих лопаток и одна продольная изогнутая перегородка.

Диск турбины изготовлен из одной поковки с валом. Он несет на себе 79 профилированных лопаток из нержавеющей стали, которые установлены на колесе с помощью крепления типа ласточкина хвоста и скреплены по наружному диаметру ободом, имеющим четыре прорези, предназначенные для компенсации тепловых расширений.

Уплотнение по валу с обеих сторон турбины достигается с помощью разрезных графитовых колец, прижимаемых к валу спиральной кольцевой пружиной. Небольшие зазоры в трех поперечных разрезах каждого графитового кольца способствуют плотному и постоянному прилеганию кольца к валу и компенсируют их износ. Для облегчения монтажа графитовые кольца вкладываются в отдельные обоймы, которые устанавливаются в гнезда кожуха по две обоймы с каждой стороны турбины.

Просочившийся через уплотнение парогаз отводится по каналам просверленным в корпусе турбины, к выхлопному патрубку 5 (см. фиг. 160).

Турбонасосный агрегат фланцем корпуса насоса окислителя прикреплен к корпусу редуктора. Редуктор, представляющий собой простой шестеренчатый перебор с пятью цилиндрическими зубчатыми колесами, связывает вал турбонасосного агрегата с валом стартера и датчиком тахометра.

Запуск турбины производится электростартером, сцепленным с паразитным зубчатым колесом редуктора, передающим крутящий момент на вал турбонасоса. При этом сидящие на общем валу насосы создают небольшой напор (около 3—4 *ати*), под которым окислитель (перекись водорода) поступает в парогазогенератор, где, разлагаясь в присутствии твердого катализатора, образует парогаз. Из парогазогенератора парогаз поступает через сопло в турбину и начинает вращать ротор турбонасоса. После этого турбонасос начинает работать самостоятельно, питаясь от парогазогенератора.

Как только скорость вращения вала турбины превысит номинальную скорость вращения электростартера, последний автоматически отключается с помощью кулачковой муфты обгона.

При работе на максимальном режиме турбины ($n = 17200$ об/мин) производительность центробежного насоса горючего составляет $2,11$ кг/сек¹, а насоса окислителя $6,68$ кг/сек, из которых $6,39$ кг/сек подается в двигатель и $0,29$ кг/сек в парогазогенератор. Давление на выходе для обоих насосов равно 40 кг/см². Давление пара газа на входе в турбину 20 кг/см², а его температура $475—495^{\circ}\text{C}$.

Насосы двигателей Р-3395 и Р-3390

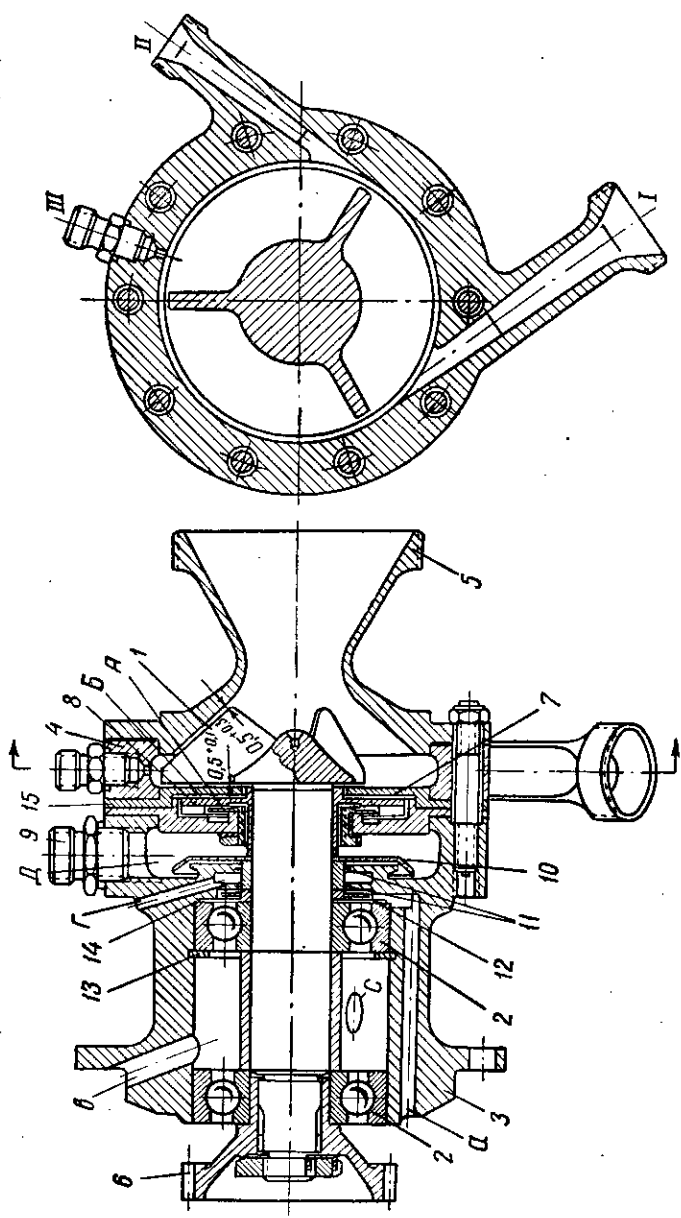
Насос для азотной кислоты к двигателю Р-3395 конструктивно выполнен отдельным узлом (фиг. 163). Крыльчатка с тремя радиальными лопастями изготовлена заодно с валом из хромоникелевой стали. Вал вращается в двух шарикоподшипниках 2, расположенных в подшипниковой камере 3.

Подшипник 2 со стороны крыльчатки является фиксирующим, так как его внутренняя и наружная обоймы закреплены неподвижно и не допускают осевых перемещений вала; наружная обойма закреплена специальным пружинным стопором — кольцом 13, вставленным в выточку корпуса, а внутренняя обойма закреплена на валу. Между торцем наружной обоймы и корпусом установлена регулировочная шайба 14, посредством которой подшипник фиксируется в положении, необходимом для образования зазора ($0,5$ мм) между вращающимися лопастями крыльчатки 1, с одной стороны, входным патрубком 5 и фланцем 15, с другой.

Насос получает вращение от вала воздушно-реактивного двигателя через гидромуфту и редуктор (см. схему двигателя Р-3395 на фиг. 188).

Для передачи вращения от редуктора к валу насоса на выступающем конце вала, на шлицах, насажено зубчатое колесо 6, которое входит в зацепление с центральным зубчатым колесом редук-

¹ Расчетные данные.



Фиг. 163. Разрез центробежного насоса для азотной кислоты двигателя Р-3395.

1—крышка; 2—шарикоподшипник; 3—корпус подшипниковой ка-
меры; 4—корпус кольцевого сборника; 5—входной патрубок для отвода компонента к инжектору; III—дренаж-
ный штуцер для выпуска воздуха из рабочей полости насоса.
зубчатое колесо; 7—уплотняющее кольцо; 8—диск гидравлического за-
творга; 9—дренажный штуцер; 10—отражатель; 11—уплотняющее кольцо гидравлического затвора; 12—подложка между уплотняющим кольцом 7 и гладким торцом диска
(пластмасса); 12—маслоотражатель; 13—сторонное кольцо; 14—регулирующая шайба; 15—фланец
I—патрубок для отвода компонента в основную магистраль к двига-
телю; II—патрубок для отвода компонента к инжектору; III—дренаж-
ный штуцер для выпуска воздуха из рабочей полости насоса.
А—подложка между уплотняющим кольцом 7 и гладким торцом диска гидравлического затвора; Б—подложка между гидравлическим затвором 8 и фланцем 15; Д—дренажная полость; а—канал для стока масла в корпус редуктора; б—канал для подачи масла из редуктора в шарикоподшипниковую камеру.

а. Зубчатое колесо закреплено на валу гайкой, которая одновременно плотно зажимает все вращающиеся части, расположенные на валу. Гайка стопорится специальной шайбой.

Окислитель поступает в насос через патрубок 5, имеющий диаметр в наименьшем сечении 32 мм. Между входным патрубком и подшипниковой камерой 3 расположен кольцевой сборник 4 с двумя отводами для компонента высокого давления и одним штуцером. Отводу I компонент поступает в основную магистраль к двигателю (диаметр цилиндрической части на входе в диффузор 8,2 мм), отводу II — в эжекторный насос; штуцер III служит для вытекания воздуха из рабочей полости насоса при заполнении последнего компонентом.

Непосредственно за крыльчаткой насоса расположено двойное уплотнение, которое состоит из эластичного уплотняющего кольца 7, изготовленного из специальной пластмассы, и гидравлического затвора, представляющего собой крыльчатку 8, насаженную на вал.

В неподвижном состоянии и при работе насоса с числом оборотов до 5000—6000 об/мин, уплотнение по валу осуществляется кольцом 7, которое прижимается к шлифованному торцу диска гидравлического затвора 8 под действием разности давлений — статического напора на всасывании, с одной стороны, и атмосферного давления в дренажной полости Д, с другой.

При числе оборотов более 6000 об/мин уплотнение обеспечивается гидравлическим затвором. Для этой цели торец диска 8 со стороны уплотняющего кольца имеет 24 выфрезерованные лопасти, которые, увлекая жидкость, заключенную в пространстве А, создают напор, уравновешивающий давление, действующее со стороны рабочей полости насоса, препятствуя этим вытеканию жидкости через зазор Б в полость уплотняющего кольца. Пластмассовое кольцо 7 при этом отходит от торцевой поверхности диска 8 на 0,2—0,3 мм, благодаря чему прекращается трение уплотняющего кольца о торец диска 8 и устраняется возможность быстрого износа уплотняющего кольца.

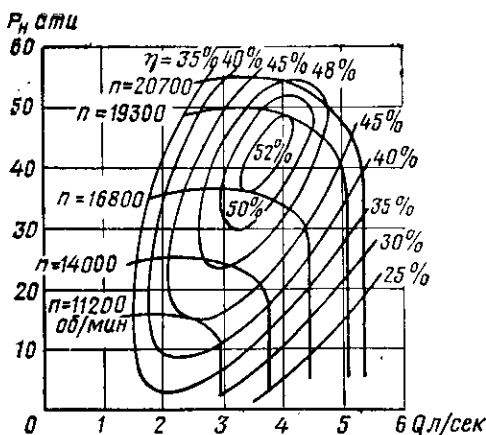
Просочившаяся через уплотнение жидкость попадает в полость Д и отводится через дренажный штуцер 9 наружу. Чтобы предотвратить попадание утечки компонента и паров азотной кислоты из полости Д в полость подшипниковой камеры, установлен отражатель 10 и два уплотняющих кольца 11 из специальной пластмассы. Пространство между уплотняющими кольцами сообщается с атмосферой 14-ю отверстиями Г диаметром 3 мм, просверленными в корпусе 3.

Подшипник, расположенный у привода, смазывается маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колесами редуктора, а подшипник, расположенный со стороны крыльчатки, смазывается маслом, проникающим в полость подшипниковой камеры через сверления в, входящие до полости корпуса редуктора. Чтобы масло не накапливалось в полости подшипниковой камеры и не перетекало в полость уплотнения, предусмотрены два канала а, по которым оно

стекает в картер редуктора. Для предотвращения проникания масла во время работы в дренажную полость через систему уплотнения служит специальный маслоотражатель 12, установленный со стороны подшипника и отбрасывающий масло к периферии выточки, откуда масло стекает по каналу *a* в картер редуктора.

Уплотнение по торцам кольцевого сборника 4 осуществлено алюминиевыми прокладками. Корпус подшипниковой камеры, кольцевой сборник, входной патрубков и отражатель изготовлены из кислотостойкого алюминиевого сплава.

Результаты испытания этого насоса (на воде) приведены на фиг. 164 в виде графика зависимости давления нагнетания и к. п. д.



Фиг. 164. Характеристика центробежного насоса для азотной кислоты двигателя Р-3395, снятая при испытаниях на воде.

P_n —давление на выходе; Q —производительность;
 n —число оборотов вала; η —к. п. д. насоса.

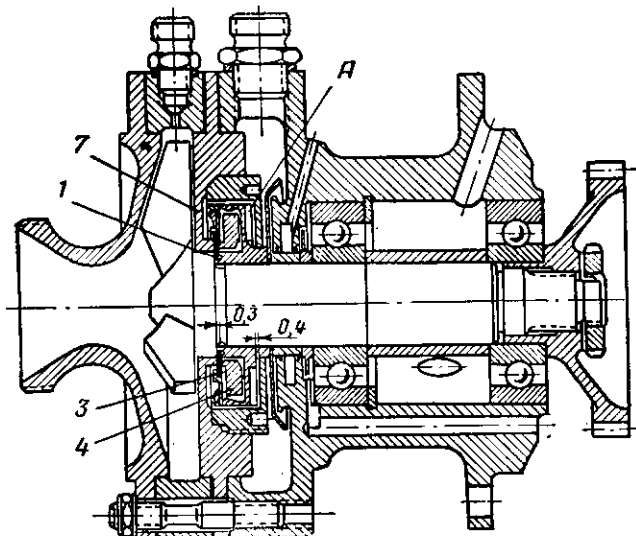
насоса от расхода воды при различных числах оборотов. Из графика видно, что при $n=20\,700$ об/мин насос развивает давление $p_n=53$ атм при расходе $Q=4,5$ л/сек и к. п. д. насоса $\eta=0,49$.

Центробежный насос горючего двигателя Р-3395 (фиг. 165) по конструкции сходен с насосом для азотной кислоты, но обладает меньшей производительностью.

Особенностью этого насоса является уплотнение, показанное на фиг. 166. На малых числах оборотов (4000—5000 об/мин) и на неработающем насосе уплотнение достигается специальной кольцевой пластиной 3 из хромовой кожи, зажатой

между торцами гидравлического затвора 2 и вала. Эта пластина прижимается к полированному торцу фланца 7 специальной стальной пружинящей шайбой 4 с глубокими прорезями, делящими ее на 12 сегментов. Наружные концы шайбы прочно завальцованы кромкой корпуса 2. Торцев гидравлического затвора 2 со стороны подшипника выполнен в виде полузакрытой крыльчатки с 24-мя выфрезерованными лопатками А (см. фиг. 165).

При вращении вала насоса с числом оборотов в минуту от 4000—5000 и выше сегменты шайбы 4 перемещаются под влиянием центробежной силы в радиальном направлении, создавая изгибающий момент вокруг завальцованной кромки с разрезной шайбы 4. Под действием изгибающего момента кожаная кольцевая пластина 3 отводится от полированного торца фланца 7 внутрь корпуса. Трение о торец прекращается и устраняется возможность быстрого износа кожаной пластины.

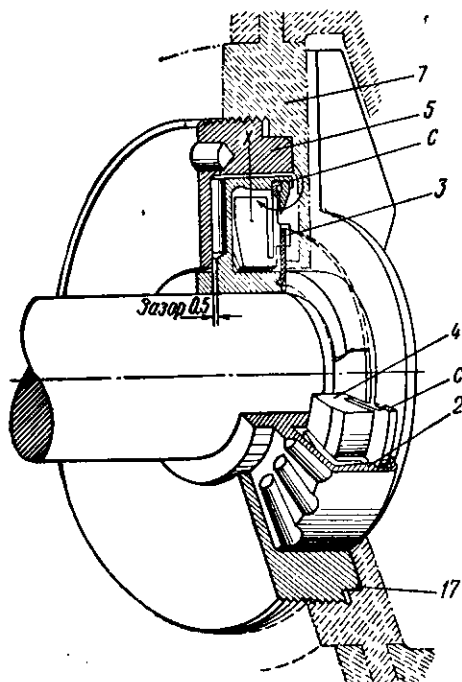


Фиг. 165. Разрез центробежного насоса для горючего двигателя Р-3395.

1—вал крыльчатки; 3—уплотняющая пластина; 4—разрезная упругая шайба; 7—фланец.

А—лопатки гидравлического затвора

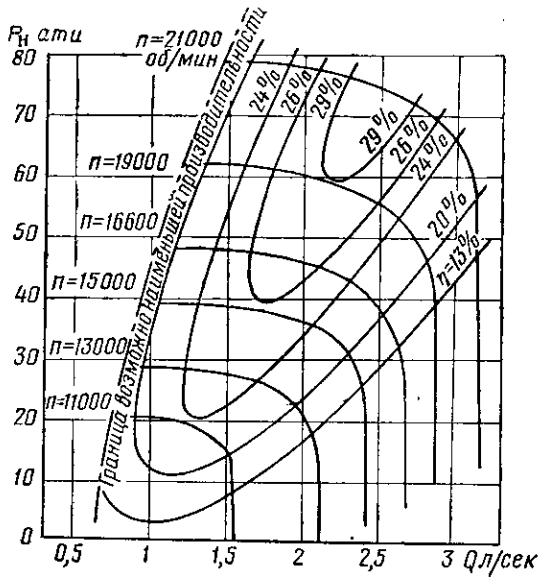
(на фиг. 165 и 166 детали обозначены одинаковыми номерами).



Фиг. 166. Узел уплотнения насоса горючего.

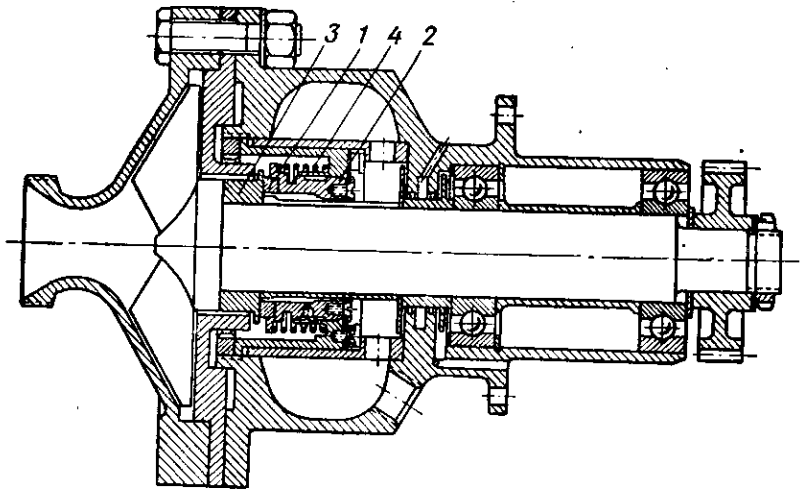
2—корпус гидравлического затвора; 5—корпус уплотнения; 17—уплотняющее кольцо; с—кромка шайбы 4.

Корпус гидравлического затвора 2 (см. фиг. 166), вращаясь, создает напор, уравнивающий давление со стороны рабочей



Фиг. 167. Характеристика центробежного насоса горючего (расчетная).

полости, чем и достигается надежное уплотнение при высоких числах оборотов вала насоса.



Фиг. 168. Общий вид центробежного насоса для перекиси водорода.
1—кольцо графитовое; 2—обойма; 3—втулка; 4—пружина.

Характеристика насоса при различных числах оборотов приведена на фиг. 167. Из характеристики видно, что при $n=$

21 000 об/мин, производительности насоса, равной $Q=2,7$ л/сек, и давлению нагнетания $p_n=72$ ати к. п. д. насоса $\eta=0,29$.

Ресурс насосов двигателя Р-3395 составляет 45 мин. После этого срока они нуждаются в переборке и замене узлов уплотнений.

Центробежный насос для перекиси водорода (фиг. 168) предназначен для подачи перекиси водорода в парогазогенератор двигателя Р-3390.

Расчетная производительность насоса $Q=0,75$ л/сек; давление нагнетания $p_n=50$ ати; $n=16$ 000 об/мин. По общей конструкции этот насос идентичен насосу горючего.

Особенностью его является уплотнение контактного типа, состоящее из графитового кольца 1, впрессованного в обойму 2 и прижимаемого к закаленной втулке 3 пружиной 4.

Конструкция этого узла уплотнения взята из турбонасоса «Вальтер» без каких-либо изменений.

Парогазогенераторы ЖРД

Парогазогенераторы служат для получения рабочего тела турбины. На двигателях применяются главным образом парогазогенераторы, работающие путем разложения концентрированной перекиси водорода (80—85%) с помощью катализатора. Парогазогенератор состоит из реактора, т. е. сосуда, в котором происходит разложение перекиси под воздействием катализатора, баков для перекиси и катализатора, а также системы подачи компонентов в реактор.

Конструкция парогазогенератора в значительной мере определяется тем, какой катализатор используется для получения парогаса. Применяются два типа катализаторов: жидкий и твердый.

В качестве жидкого катализатора используется концентрированный раствор (25—35%) перманганата калия $KMnO_4$ в воде. В качестве твердого катализатора применяются зерна какого-либо пористого вещества, в порах которого осаждено катализирующее вещество — большей частью тот же перманганат калия.

Схема реактора парогазогенератора на жидком катализаторе (фрагмента А-4) изображена на фиг. 169. Парогазогенератор представляет собой стальной цилиндрический бачок 2, в верхнем днище которого расположена форсунка 3 для разбрызгивания перекиси.

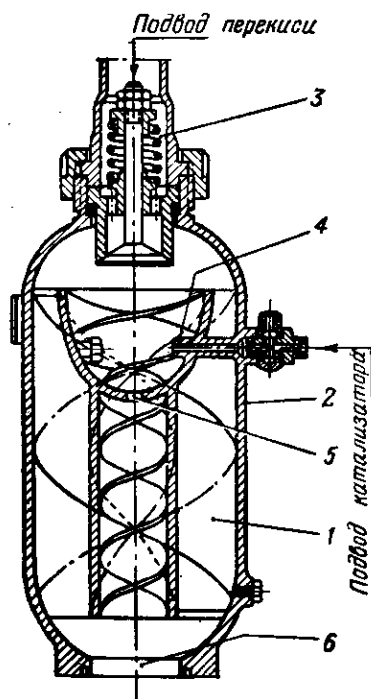
Поперек струи перекиси направляется струя раствора перманганата, впрыскиваемого через боковую струйную форсунку 4. В верхней части реактора происходит смешение перекиси и катализатора.

Для удлинения пути перекиси с целью ее более полного разложения и для того, чтобы препятствовать попаданию неразложившейся перекиси в отводящую парогаз трубу 6, внутри реактора установлена шнековая вставка 1, благодаря которой парогаз и неразложившаяся перекись двигателя движутся по реактору по винтовой траектории.

Для того, чтобы жидкая перекись не скапливалась в верхней части вставки 1, в ней сделано небольшое сливное отверстие 5.

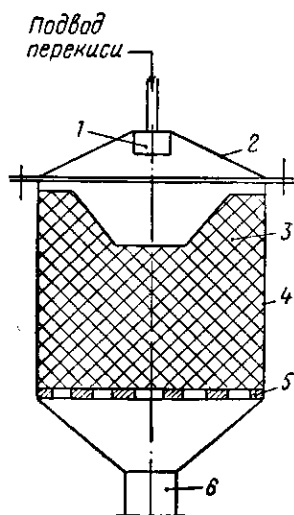
Реактор на твердом катализаторе устроен более просто. На фиг. 170 представлена схема парогазогенератора двигателя «Вальтер». Детали его показаны на фиг. 171.

Корпус реактора 4 (см. фиг. 170) сверху закрыт крышкой 2, в центре которой расположена форсуночная головка 1, состоящая из пяти центральных форсунок, равномерно распределяющих впрыскиваемую перекись по поперечному сечению реактора. Под крышкой реактора находится пакет твердого катализатора 3, опирающийся на перфорированную перегородку 5. В нижней части



Фиг. 169. Схема реактора парогазогенератора на жидком катализаторе.

1—шнек; 2—корпус парогазогенератора; 3—форсунка перекиси водорода; 4—форсунка катализатора; 5—сливное отверстие; 6—отводящая труба.



Фиг. 170. Схема реактора парогазогенератора на твердом катализаторе.

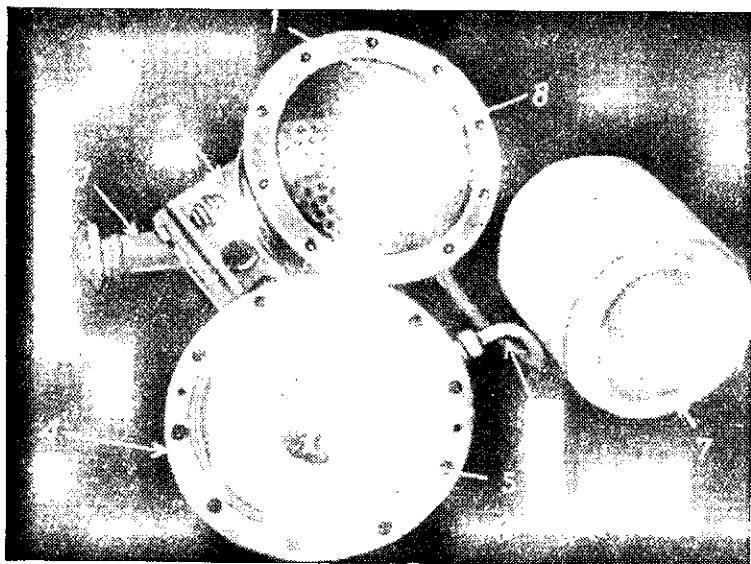
1—форсуночная головка; 2—крышка; 3—пакет катализатора; 4—корпус реактора; 5—перегородка; 6—отводящая труба.

реактора находится сборник, заканчивающийся трубой отвода парагаза 6.

Как видно из приведенных на фиг. 169 и фиг. 170 схем наиболее простым является парогазогенератор, работающий на твердом катализаторе, так как в нем упрощается система подачи, в которой не надо предусматривать систему подачи катализатора.

Системы подачи парогазогенератора бывают также двух типов: *баллонная* и *насосная*. Баллонная система применяется в случае относительно малых расходов перекиси. Примером баллонной подачи перекиси может служить ПГГ двигателя ракеты А-4. При

больших расходах перекиси вес баллонной системы подачи ПГГ становится недопустимо большим и она заменяется насосной. Имеи-



Фиг. 171. Детали парогенератора двигателя «Вальтер».

1—корпус реактора; 2—кронштейн; 3—отводящая труба; 4—крышка; 5—форсуночная головка; 6—трубопровод для перекиси водорода; 7—пакет катализатора; 8—перегородка.

но так осуществляется подача перекиси в двигателях «Вальтер» и Р-3390.

Порядок расчета турбонасосного агрегата и парогенератора

Расчет турбонасосного агрегата и парогенератора производится в следующем порядке:

1. Определяется число оборотов ТНА. Этот расчет производится на основе расчета максимального числа оборотов насоса, наиболее опасного в отношении кавитации (см. § 61).

2. Рассчитываются размеры и мощность насосов подачи компонентов (см. § 60).

3. Определяется необходимая мощность турбины N_T , равная сумме мощностей насосов подачи компонентов

$$N_T = \sum N_n. \quad (\text{IX. 160})$$

4. Производится расчет турбины на заданную мощность N_T и число оборотов n .

Для расчета турбин необходимо знать состав и температуру парогаса. Определение теоретической температуры парогаса можно

производить тем же способом, что и расчет температуры в камере сгорания.

Для этого находится состав продуктов разложения перекиси. Так как диссоциация при тех низких температурах, какие имеют место в реакторе, отсутствует, то парогаз состоит из паров воды и свободного кислорода (пренебрегаем содержанием катализатора и продуктов разложения его). 1 граммоль перекиси (34 г) при разложении дает 1 граммоль воды (18 г) и $1/2$ граммаля кислорода (16 г). Относительное содержание паров воды и кислорода зависит от концентрации перекиси.

Если обозначить концентрацию перекиси через σ_0 , то весовой состав парогаса будет следующий.

Количество паров воды в 1 кг продуктов разложения перекиси составит

$$g_{H_2O} = (1 - \sigma_0) + \frac{18}{34} \sigma_0 \text{ кг } H_2O/\text{кг парогаса}. \quad (\text{IX. 161})$$

Содержание кислорода

$$g_{O_2} = \sigma_0 \frac{16}{34} \text{ кг } O_2/\text{кг парогаса}. \quad (\text{IX. 162})$$

Величина σ_0 должна учитывать также поступление воды в реактор при впрыскивании жидкого катализатора.

Зная состав перекиси, находим теоретическую температуру парогаса из равенства полных теплосодержаний перекиси с концентрацией σ_0 и продуктов разложения ее

$$I_{\sigma_0} = [g_{H_2O} I_{H_2O} + g_{O_2} I_{O_2}]_T. \quad (\text{IX. 163})$$

Данные по теплосодержанию водных паров I_{H_2O} и кислорода I_{O_2} берутся из таблицы приложения 3. Однако они должны быть переведены в размерность ккал/кг, в соответствии с формулой

$$I \text{ ккал/кг} = I \text{ ккал/граммаля} \frac{1000}{\mu_2}. \quad (\text{IX. 164})$$

Расчет теплосодержания перекиси ведется так же, как и расчет теплосодержания компонентов топлива (см. § 27).

Данные по расчету состава и теоретической температуры парогаса приведены на фиг. 172¹.

Действительная температура парогаса будет меньше теоретической за счет потерь тепла в связи с неполным разложением перекиси и за счет охлаждения парогаса в реакторе и трубопроводах.

Можно принять, что действительная температура $T_{п.г.}$ составляет 0,92 ÷ 0,95 теоретической температуры.

5. По результатам расчета турбины определяется необходимый секундный расход парогаса $G_{п.г.}$ кг/сек.

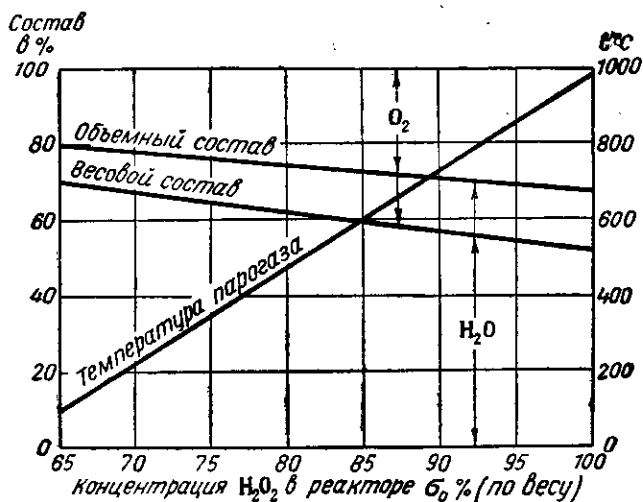
Если подробный расчет турбины не проводится, то секундный расход парогаса можно определить для турбин, аналогичных тур-

¹ А. В. Болгарский и В. К. Щукин, Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях, Оборонгиз, 1953.

бинам существующих ЖРД, из того условия, что на 100 л. с. мощности турбины расходуется 0,30—0,45 кг/сек парогаса. При улучшении конструкции турбин, особенно мощных ТНА, эта величина уменьшается.

6. По найденному секунднему расходу перекиси производится расчет реактора.

При этом расчет реактора на жидком катализаторе основывается на том, что в 1 л объема реактора можно с хорошей полнотой разложить в 1 сек. 1 кг перекиси водорода 80%-ной концентрации. Расход жидкого катализатора должен составлять 7—8% расхода перекиси водорода.



Фиг. 172. Состав и температура парогаса, получаемого при разложении перекиси водорода, различной концентрации.

Расчет реактора на твердом катализаторе состоит в определении веса и размеров пакета катализатора.

Для этого расчета используются две величины. Первой величиной является *допускаемый расход перекиси* в кг/сек, который может разложить 1 кг твердого катализатора. Эту величину обозначим через $s \frac{\text{кг/сек } H_2O_2}{\text{кг катализатора}}$. Вторая величина — *полный ресурс катализатора* S кг H_2O_2 /кг катализатора, под которым понимается полное количество перекиси в кг, которую может разложить 1 кг катализатора за все время своей работы.

Пользуясь этими величинами, легко определить размер пакета катализатора. Вес катализатора $G_{\text{кат}}$ определяется по формуле

$$G_{\text{кат}} = \frac{G_{\text{п.р}}}{s} \text{ кг.} \quad (\text{IX. 165})$$

Найденный вес проверяется на полный ресурс следующим образом. Полный расход перекиси за все время работы двигателя τ должен быть меньше, чем полный ресурс данного количества катализатора

$$G_{п.г}\tau < G_{кат}S. \quad (IX.166)$$

Для немецких авиационных двигателей величина s составляла $s=0,2 \frac{\text{кг/сек } \text{H}_2\text{O}_2}{\text{кг катализатора}}$, а величина $S \approx 2000 \text{ кг/кг}$.

При меньших ресурсах S величина s может быть значительно увеличена.

Объем пакета катализатора $V_{кат}$ находится по насыпному удельному весу катализатора $\gamma_{кат}$

$$V_{кат} = \frac{G_{кат}}{\gamma_{кат}}. \quad (IX.167)$$

Можно принять $\gamma_{кат} = 1,0 \div 1,2 \text{ кг/л}$.

Геометрические размеры пакета катализатора находятся из того условия, что отношение длины пакета $L_{кат}$ к его диаметру $D_{кат}$ составляет от 0,7 до 1.

Остальные размеры реактора на твердом катализаторе определяют исходя из конструктивных соображений.

7. По секундному расходу перекиси $G_{п.г}$ и времени работы двигателя находится необходимый запас перекиси, равный $G_{п.г}\tau$.

Если применяется жидкий катализатор, то его запас составит $(0,07 \div 0,08) G_{п.г}\tau$.

8. По этим данным находятся размеры баков для перекиси и катализатора (см. § 54).

9. Зная давление пара на входе в турбину, определяют необходимое давление подачи перекиси (см. § 54) и рассчитывают агрегаты, создающие давление подачи — баллон и редуктор в случае баллонной подачи, насос — в случае насосной подачи перекиси.

Пример 18. Рассчитать парогазогенератор на твердом катализаторе для привода турбины авиационного ЖРД мощностью 180 л. с., если время работы без перезарядки задано $\tau = 2,5$ часа.

1. Определяем секундный расход перекиси, считая, что на 100 л. с. мощности турбины затрачивается 0,45 кг перекиси в 1 сек.

$$G_{п.г} = 0,45 \frac{180}{100} = 0,81 \text{ кг/сек.}$$

2. Определяем вес пакета катализатора. Принимаем

$$s = 0,2 \frac{\text{кг/сек } \text{H}_2\text{O}_2}{\text{кг катализатора}}$$

Тогда

$$G_{кат} = \frac{G_{п.г}}{s} = \frac{0,81}{0,2} = 4,05 \text{ кг.}$$

3. Проверяем пакет катализатора на полный ресурс. Условие выработки ресурса составит

$$G_{п.г}\tau < G_{кат}S.$$

Принимаем ресурс катализатора $S=2000$ кг/кг.
Тогда

$$G_{п.гт} = 0,81 \cdot 3600 \cdot 2,5 = 7290 \text{ кг};$$

$$G_{кат} S = 4,05 \cdot 2000 = 8000 \text{ кг},$$

т. е. необходимое условие соблюдено.

4. Определяем объем пакета катализатора.

Принимаем насыпной вес катализатора $\gamma_{кат} = 1,2$ кг/л

$$V_{кат} = \frac{G_{кат}}{\gamma_{кат}} = \frac{4,05}{1,2} = 3,38 \text{ л.}$$

5. Определяем размеры пакета катализатора.

Примем отношение $L_{кат} : D_{кат} = 0,8$

$$V_{кат} = \frac{\pi D_{кат}^2}{4} L_{кат} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,8 \cdot D_{кат}^3 = 3,38 \text{ л.}$$

$$D_{кат} = \sqrt[3]{\frac{3,38}{0,628}} = 1,75 \text{ дм} = 175 \text{ мм.}$$

$$L_{кат} = 0,8 \cdot 175 = 140 \text{ мм.}$$

§ 63. АРМАТУРА СИСТЕМ ПОДАЧИ ЖРД

К арматуре системы подачи относятся заборники баков, заправочные и сливные пробки, отсечные клапаны, реле давления, разрывные мембраны, трубопроводы. Рассмотрим некоторые основные типы арматуры систем подачи ЖРД.

Арматура баков

На фиг. 134 приведены различные типы заборников компонентов из баков.

Заборники типа, изображенного на фиг. 134,а, подвешиваются на гибком сильфоне, изготовленном из меди или (в случае агрессивного компонента) из нержавеющей стали. При возникновении поперечных ускорений при маневре ракеты заборник перемещается вместе с жидкостью, наклоняясь в необходимую сторону вследствие изгиба сильфона. Подвеска заборника сделана так, чтобы в случае растяжения сильфона силой инерции не могло произойти присасывание заборника к днищу бака.

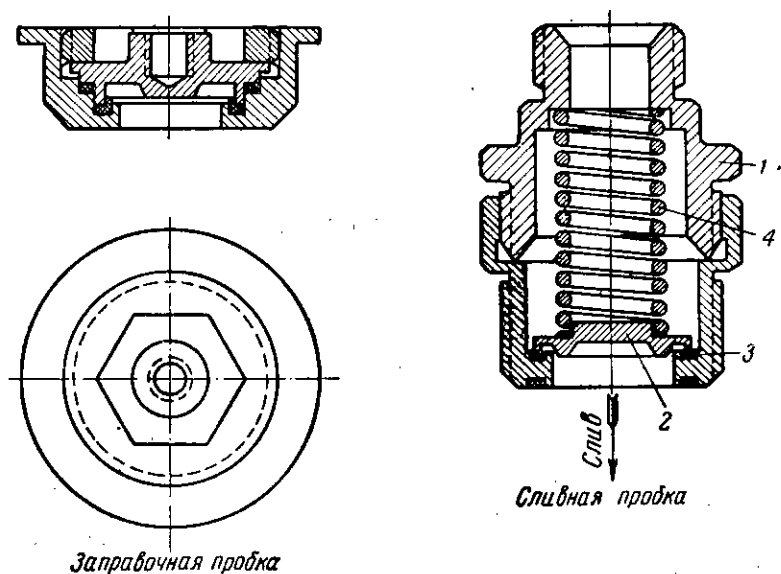
Другой тип заборника, обеспечивающий непрерывную подачу компонента при маневрах ракеты, показан на фиг. 134,б. Это так называемый вращающийся заборник, посаженный на центральную трубу бака. При действии на жидкость инерционных сил они действуют также и на заборник и поворачивают его вслед за жидкостью.

Другие устройства, обеспечивающие непрерывность поступления компонентов, описаны в § 54.

На фиг. 173 показаны заправочная и сливная пробки.

Устройство заправочной пробки поиятно из фигуры. После заправки пробка должна контриться.

Сливная пробка работает следующим образом. Когда компонент находится под давлением, тарелка 2 давлением компонента и пружины 4 прижимается к седлу клапана 3 и запирает выход компонента. Для слива компонента в баке сбрасывают давление и к штуцеру 1 приворачивают сливной штуцер (на фиг. 173 не показан).



Фиг. 173. Заправочная и сливная пробки.
1—корпус; 2—тарелка; 3—седло клапана; 4—пружина.

При этом специальный штырь, имеющийся в сливном штуцере, нажимает на тарелку 2 и отжимает ее от седла 3. Образуется щель, через которую компонент сливается из бака.

Отсечные и обратные клапаны

Отсечные клапаны предназначены для перекрытия трубопроводов. Открывая и закрывая их, можно управлять подачей жидкостей и газов. Отсечной клапан состоит из седла, клапана, перекрывающего трубопровод, и привода этого клапана.

При выборе размера отсечного клапана исходят из того, что диаметр клапана должен быть равен диаметру соответствующего трубопровода в свету. При этом (см. § 57) подъем клапана можно не делать больше $\frac{1}{4}$ его диаметра.

Определение усилия, необходимого для надежного закрытия клапана, производится из расчета клапана на герметичность (см. § 57).

В качестве материала уплотняющих вставок в зависимости от компонента могут применяться пластмассы и мягкие металлы. Иногда, особенно для уплотнения агрессивных жидкостей, применяются клапаны, приточенные к седлам.

Усилие, необходимое для закрытия или открытия клапана, в отсечных клапанах ЖРД может быть создано за счет электромагнита или за счет сервопоршня (пневматического или гидравлического), нагруженного управляющим давлением. Из-за большого расхода электрического тока отсечные клапаны с электромагнитным приводом делаются только для трубопроводов малых размеров. Для трубопроводов больших диаметров обычно применяются клапаны с сервопоршнями.

По конструкции клапаны могут быть нормально закрытые и нормально открытые. Под этим подразумевается следующее: нормально закрытый клапан закрыт, если на него не подано управляющее давление или электрический ток (в зависимости от типа привода). Нормально открытый клапан, наоборот, открыт при отсутствии управляющего давления или электрического тока и закрывается с их подачей.

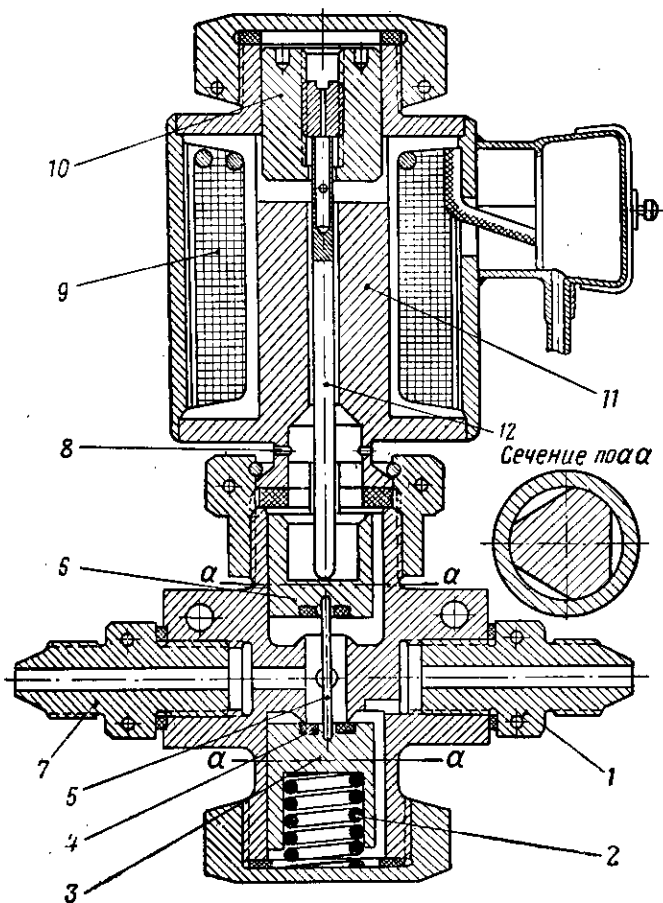
Ниже приведены примеры конструкций клапанов ЖРД.

На фиг. 174 изображен отсечной клапан с электромагнитным приводом. Такой клапан часто называют ПКЭДД (пневмоклапан электрического дистанционного действия). Он состоит из корпуса, в который ввернут входной штуцер 1, подводящий к клапану соответствующий компонент. Давление компонента вместе с усилием пружины 2 поднимает вверх нижний клапан 3.

При этом уплотняющий поясok клапана 4 садится на седло и надежно запирает выход компонента. Одновременно посредством штока 5 поднимается верхний клапан 6, который сообщает выходной штуцер 7 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 6, который, опускаясь на свое седло, разобщает линию подачи компонента с дренажным отверстием 8. Одновременно при помощи штока 5 нижний клапан 4, опускается и открывает доступ компонента в выходной штуцер, а затем в соответствующую магистраль. Выключение тока из катушки электромагнита приводит клапан в исходное положение. Обычно такой электромагнитный клапан с дренажем используется, как клапан подачи газа для управления сервопоршнями других клапанов.

На фиг. 175 изображен отсечной клапан с сервопоршнем. В корпус 1 запрессовано седло 2 с уплотняющей прокладкой 3, на которую садится клапан 4. Этот клапан прижимается к седлу за счет усилия пружины 5 и давления компонента. Открытие клапана производится путем подачи на сервопоршень 6 управляющего давления через штуцер 7. Утечка управляющего газа предупреждается уплотнением 8, а дренирование просочившегося в пространство под поршнем газа происходит через отверстие в корпусе клапана. После открытия клапана компонент входит через штуцер 9 и выходит штуцером 10. Уплотнение 11 препятствует утечке компонента в полость под поршнем.

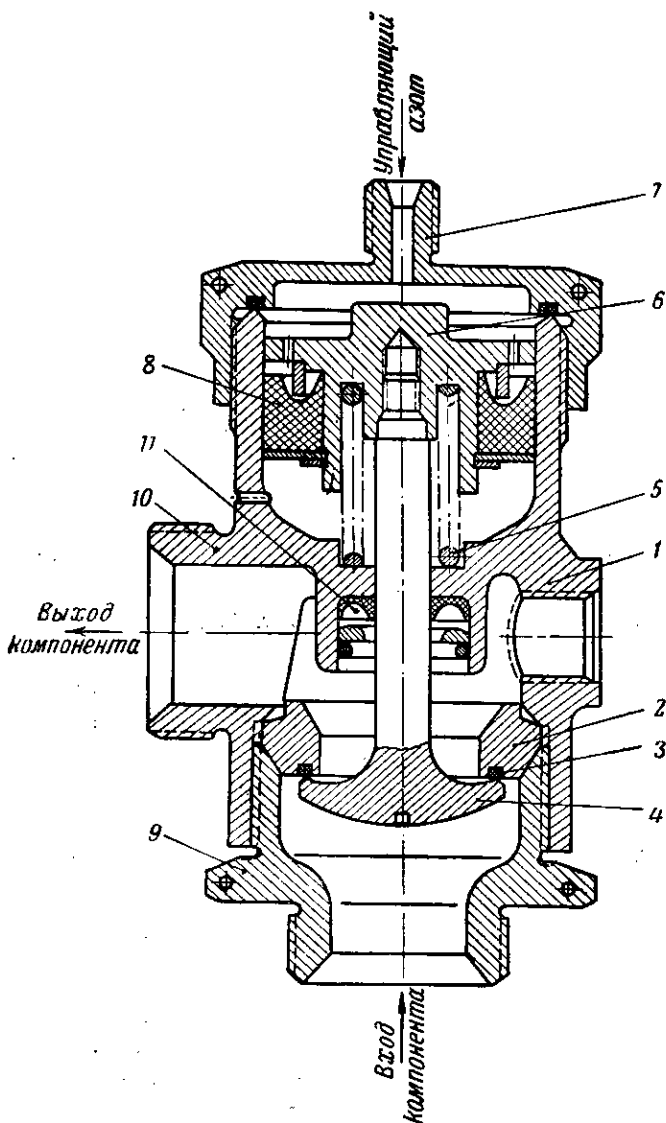
В системах подачи ЖРД встречаются также двоянные или тройные клапаны, в которых один сервопоршень открывает два или три клапана на линиях различных компонентов или же на параллельных линиях одного компонента. Передача движения от сервопоршня к клапанам в этом случае производится с помощью качающихся рычагов.



Фиг. 174. Отсечной клапан с электромагнитным приводом.

1—входной штуцер; 2—пружина; 3—нижний клапан; 4—уплотняющий пояс; 5—шток; 6—верхний клапан; 7—выходной штуцер; 8—дренаж; 9—электромагнит; 10—якорь; 11—ядро электромагнита; 12—шток.

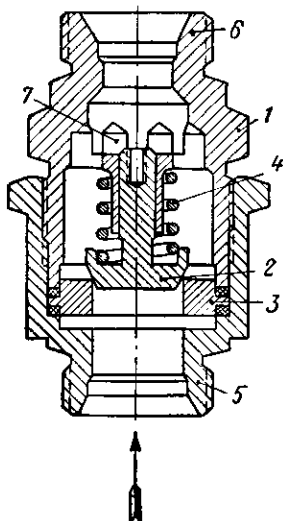
На фиг. 176 показан обратный клапан. Тарелка клапана 2 давлением пружины 4 прижата к седлу клапана 3. Компонент поступает в штуцер 5. Если сила давления компонента на тарелку становится больше силы давления пружины 4, то клапан открывается и компонент проходит к выходному штуцеру 6 и дальше к потребителю. Обрат-



Фиг. 175. Отсечной клапан с сервопоршнем.

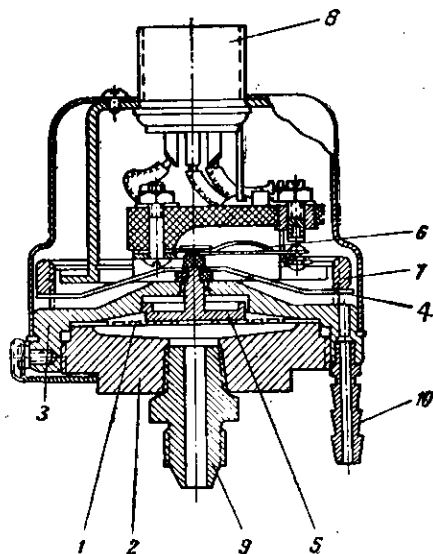
1—корпус; 2—седло; 3—уплотняющая прокладка; 4—клапан; 5—пружина;
 6—сервопоршень; 7—штуцер; 8—уплотнение; 9—штуцер; 10—выходной
 штуцер; 11—уплотнение.

ное движение жидкости невозможно, так как оно всегда приводит к закрытию клапана. Движение тарелки клапана ограничено упорным выступом.



Фиг. 176. Обратный клапан.

1—корпус; 2—тарелка клапана; 3—седло клапана; 4—пружина; 5—входной штуцер; 6—выходной штуцер; 7—отверстия в упорном выступе.



Фиг. 177. Реле давления.

1—мембрана; 2—основание приемника давления; 3—корпус; 4—регулируемая пружина; 5—толкатель; 6—переключатель; 7—резьбовое регулирующее кольцо; 8—ввод электрических проводов; 9—штуцер давления; 10—дренажный штуцер.

Прочая арматура

На фиг. 177 показано реле давления. Оно служит для переключения электрических цепей при достижении в обслуживаемой магистрали или объеме определенного давления и для обратного переключения цепи при снижении давления до заданного предела.

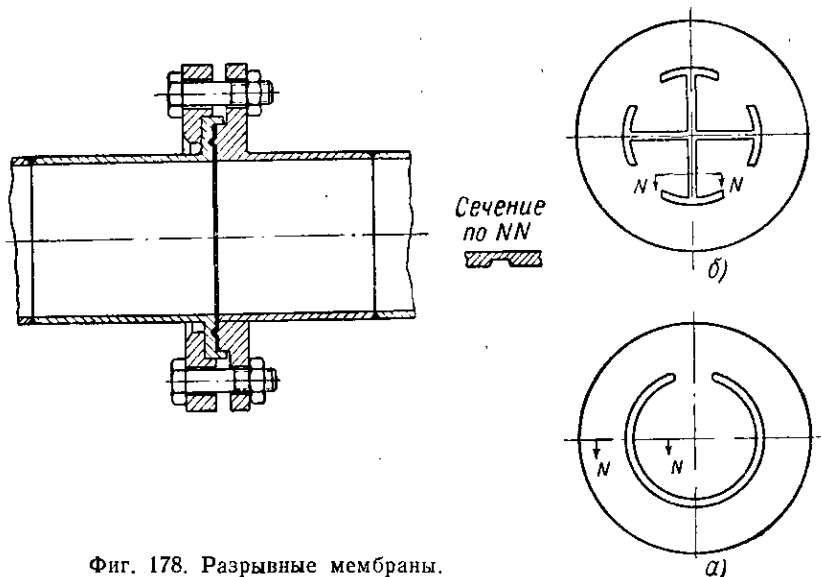
Реле давления состоит из приемника давления и быстродействующего переключателя. Чувствительным элементом, воспринимающим давление, служит мембрана 1, прижатая по периметру основанием приемника давления 2 к корпусу 3 и усиленная регулируемой пружиной 4. Под действием поступающего под мембрану давления (когда оно достигнет заданной величины) она прогибается и помещенным на ней толкателем 5 нажимает на пружину переключателя 6, который перебрасывается на верхний контакт. При снижении давления мембрана освобождает переключатель 6 и он падает снова на нижний контакт. Перебрасывание переключателя 6 приводит к замыканию тех или иных электрических цепей. Регулирование прибора на заданную величину давления сра-

батывания достигается изменением прогиба пружины 4 с помощью резьбового кольца 7.

Простейшим запорным приспособлением, применяющимся на двигателях однократного действия с вытеснительной подачей, являются разрывные мембраны. При достижении заданного давления мембрана рвется и открывает доступ компонента в камеру двигателя.

На фиг. 178 приведены два образца разрывных мембран.

На фиг. 178,а показана мембрана с кольцевым ослаблением сечения в виде насечки. При высоких давлениях мембрана



Фиг. 178. Разрывные мембраны.

на рвется именно по этой насечке, так как здесь сопротивление мембраны меньше. После разрыва мембраны по насечке лепесток ее отгибается и открывает проход жидкости.

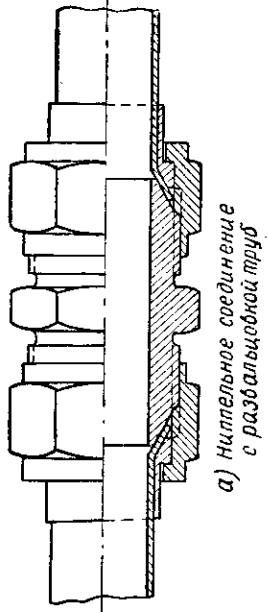
На фиг. 178,б показана мембрана с крестообразной насечкой. Под действием давления мембрана рвется по насечке и отгибается в виде лепестков.

На фиг. 178 также показан способ крепления мембран на трубопроводах.

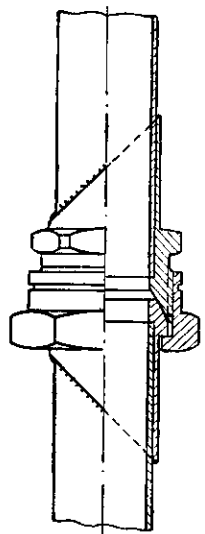
Выбор мембраны на нужное давление разрыва обычно производится подбором, так как усилие, разрывающее тонкий материал мембраны, в значительной мере зависит от допуска на толщину насечки.

Необходимым элементом системы подачи являются трубопроводы.

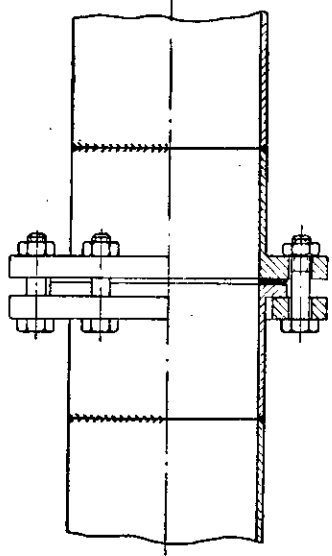
Подбор сечений трубопроводов для системы подачи ЖРД производят исходя из допускаемой скорости движения компонентов по трубопроводам. Скорость движения обычно берут порядка 6—10 м/сек. Делать скорость больше 10 м/сек невыгодно, так как



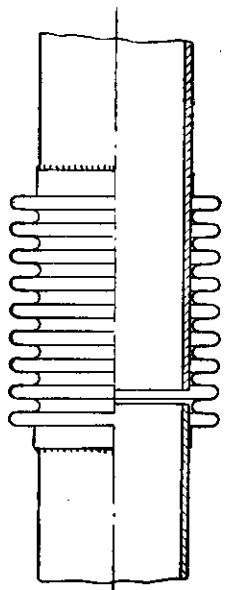
а) Ниппельное соединение с развальцовкой труб



б) Ниппельное соединение с припаянными ниппелями



в) Фланцевое соединение



г) Соединение с помощью шильфона

Фиг. 179. Способы соединения трубопроводов.

гидравлическое сопротивление в трубопроводах, пропорциональное квадрату скорости u , будет очень велико, т. е. в трубопроводах будут очень большие гидравлические потери. Делать скорость движения меньше 6 м/сек невыгодно, так как при этом будут очень большие размеры трубопроводов.

На фиг. 179 показаны различные типы соединений трубопроводов. При малых диаметрах трубопроводов (до 25 мм) наиболее распространено ниппельное соединение трубопровода, показанное на фиг. 179,а.

Для осуществления этого соединения необходимо на гладкую трубку надеть накидную гайку и кольцо, а затем конец трубки развальцевать.

На фиг. 179,б показано соединение с помощью ниппеля. Для его осуществления необходимо выточить ниппель и приварить его к трубке. Форма уплотняющей поверхности ниппеля чаще всего делается шарообразной, но могут быть и другие формы: конические или плоские. В этом случае штуцер соединения должен иметь соответствующую форму поверхности.

Соединение с помощью сальфона показано на фиг. 179,в. Оно применяется при очень больших сечениях трубопроводов (диаметр трубы порядка 100 мм). Такое соединение легко позволяет компенсировать неточности изготовления, а также температурные удлинения труб и деталей изделия.

На фиг. 179,г показано фланцевое соединение двух трубопроводов с размещением между ними дроссельной шайбы. Такое соединение применяется для подгонки сопротивления системы подачи компонента к заданному значению. Ставя дроссель с большим или меньшим проходным сечением, мы соответственно уменьшаем или увеличиваем сопротивление системы, что соответственно изменяет расход компонента. При тарировке систем подачи ЖРД установка таких дросселей на линиях подачи компонентов неизбежна, так как только благодаря дросселям можно выдержать как абсолютные величины расхода горючего и окислителя, так и их отношение ν .

§ 64. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В СИСТЕМЕ ПОДАЧИ ЖРД

Расчет необходимого давления подачи p_6 , как уже упоминалось (см. § 54), производится по выражению

$$p_6 = p_2 + \Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}}. \quad (\text{IX. 168})$$

Сумма $(\Delta p_{\text{ф}} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}})$ составляет гидравлические потери системы подачи.

Потеря давления в форсуниках $\Delta p_{\text{ф}}$ известна из расчета форсунок (см. § 49).

Перейдем к определению остальных гидравлических потерь в системе подачи ЖРД.

Точное определение гидравлических потерь ставится возможным только после окончания теплового расчета и эскизного проек-

тирования двигателя, когда уже известны размеры охлаждающего тракта камеры, принята схема системы подачи и стали известны размеры и форма трубопроводов, а также тип и число клапанов и других местных гидравлических сопротивлений: угольников, разветвлений, сборников и пр.

Определение гидравлических потерь в охлаждающем тракте камеры двигателя

В охлаждающем тракте камеры происходят два вида потерь:

1) *потери на трение*, возникающие в результате трения жидкости о стенки канала $\Delta p_{\text{охл. тр}}$;

2) *местные потери* $\Delta p_{\text{охл. м}}$. Это потери, вызванные какими-либо препятствиями, имеющимися в охлаждающем тракте (скрепляющие соединения, шпильки, выступы, резкие повороты и др.).

Таким образом,

$$\Delta p_{\text{охл}} = \Delta p_{\text{охл. тр}} + \Delta p_{\text{охл. м}} \quad (\text{IX. 169})$$

Ввиду того, что охлаждающий тракт имеет переменные размеры по длине камеры, расчет потерь на трение $\Delta p_{\text{охл. тр}}$ ведется по участкам, условно принимаемым цилиндрическими. При назначении таких участков удобно использовать разбивку камеры, уже принятую раньше при расчете охлаждения двигателя (см. § 41).

Для каждого участка все расчетные величины (диаметр, площадь проходного сечения, скорость и др.) берут осредненными. Зная $\Delta p_{\text{охл. тр } i}$ каждой секции, находят $\Delta p_{\text{охл. тр}}$ для всей камеры как сумму их. Таким образом,

$$\Delta p_{\text{охл. тр}} = \sum \Delta p_{\text{охл. тр } i}$$

Все дальнейшие выкладки приведены для расчета одного участка системы, в котором все параметры осреднены.

Потери на трение подсчитываются по формуле

$$\Delta p_{\text{охл. тр } i} = f \frac{L}{d_3} \gamma \frac{w^2}{2g}, \quad (\text{IX. 170})$$

где $\Delta p_{\text{охл. тр } i}$ — потери на трение в данном участке в кг/см^2 ;

L — длина участка охлаждающего тракта в см ;

d_3 — эквивалентный диаметр охлаждающего тракта на данном участке в см (определение d_3 для различных форм тракта приведено ниже);

γ — удельный вес охладителя в кг/см^3 ;

w — скорость движения охладителя в см/сек ;

$g = 981$ — ускорение силы земного притяжения в см/сек^2 ;

f — безразмерный коэффициент потерь на трение.

Как видно, задача сводится к определению d_3 и коэффициента f в формуле (IX. 170).

Эквивалентный диаметр определяется, как отношение учетверенной площади живого сечения к периметру сечения

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi}. \quad (\text{IX. 171})$$

Коэффициент трения f зависит от характера потока и формы канала.

Характер потока определяется числом Рейнольдса Re , а форма канала — коэффициентом формы ω .

Для ламинарных потоков, т. е. при $Re \leq 2320$,

$$f = \frac{64}{Re} \omega. \quad (\text{IX. 172})$$

Для турбулентных потоков при $2320 \leq Re < 10^5$

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,75}} \omega, \quad (\text{IX. 173})$$

а при $Re > 10^5$

$$f = (0,0032 + 0,221 Re^{-0,237}) \omega. \quad (\text{IX. 174})$$

Для круглых каналов $\omega = 1$.

Для прямоугольных каналов с отношением сторон $\frac{b}{a}$ величина ω имеет следующие значения.

$\frac{b}{a}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
ω	1,50	1,32	1,25	1,10	1,03	0,97	0,91	0,90

Для кольцевого канала $\omega = 1,5$.

Число Re подсчитывается по формуле

$$Re = \frac{d_s \omega}{\nu}, \quad (\text{IX. 175})$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости в $\text{м}^2/\text{сек}$.

Для более удобного определения числа Re преобразуем выражение (IX. 175).

Так как

$$G = \omega F \gamma, \quad (\text{IX. 176})$$

т. е.

$$\omega = \frac{G}{F \gamma}, \quad (\text{IX. 177})$$

и

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu g}{\gamma}, \quad (\text{IX. 178})$$

то, подставив выражения (IX. 171), (IX. 177) и (IX. 178) в формулу (IX. 175), получим

$$Re = \frac{d_s \omega}{\nu} = \frac{4 F G \gamma}{\Pi F \gamma g \mu} = \frac{4 G}{\Pi g \mu}, \quad (\text{IX. 179})$$

где G — расход охлаждающей жидкости в $\text{кг}/\text{сек}$;

Π — периметр в м .

Величины $g \cdot \mu$ в $кг/мсек$ приведены на фиг. 97÷100.

Для различных типов охлаждающих трактов формулы для определения Re и d_s можно привести к следующему виду.

1. Гладкий щелевой канал (см. фиг. 86,а).

Считая ввиду малости зазора $\delta_{охл}$

$$d_{ср} = d_{охл}, \quad (IX. 180)$$

получим

$$Re = \frac{4G}{\Pi \mu g} = \frac{4G}{2\pi d_{охл} g \mu}. \quad (IX. 181)$$

Эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_s = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4\pi d_{охл} \delta_{охл}}{2\pi d_{охл}} = 2\delta. \quad (IX. 182)$$

Отличие d_s , вычисленного по формуле (IX. 182), от d_s , вычисленного по формуле (VII. 56), состоит в том, что в формуле (VII. 56) для определения d_s берется периметр, по которому происходит теплообмен ($\Pi_T = \pi d_{охл}$), в то время как в формуле (IX. 182) берется периметр, по которому происходит трение жидкости ($\Pi = 2\pi d_{охл}$).

2. Щелевой канал с продольными ребрами жесткости (см. фиг. 86,б).

В этом случае охлаждающий тракт представляет собой систему из нескольких параллельно включенных одинаковых каналов.

Сопротивление всего охлаждающего тракта равно сопротивлению одного из этих каналов (любого), подсчитанного по формуле (IX. 170).

Величины Re и d_s вычисляются по следующим выражениям:

$$Re = \frac{4G_i}{\Pi_i \mu g} = \frac{4G_i}{2(a+h)g\mu}, \quad (IX. 183)$$

где $G_i = \frac{G}{z}$ — расход через один канал;

$\Pi_i = 2(a+h)$ — периметр одного из каналов.

$$d_s = \frac{4F_i}{\Pi_i} = \frac{4ah}{2(a+h)} = \frac{2ah}{a+h}, \quad (IX. 184)$$

где $F_i = a \cdot h$ — площадь сечения одного из каналов.

3. Охлаждающий тракт в виде винтового щелевого канала (см. фиг. 87).

В случае винтовых каналов охлаждающий тракт также составляется из ряда параллельно включенных одинаковых каналов, число которых равно числу заходов винтовой нарезки.

Сопротивление всего тракта также равно сопротивлению одного из каналов и подсчитывается по формуле (IX. 170).

Величины Re и d_s определяются по тем же выражениям, что и в случае щелевого канала с продольными ребрами жесткости, т. е. по формулам (IX. 183) и (IX. 184).

Коэффициент трения для винтового канала определяется по формуле

$$f_{\text{винта}} = \beta f. \quad (\text{IX. 185})$$

Коэффициент трения f подсчитывается по обычным формулам (IX. 172), (IX. 173), (IX. 174), а коэффициент β определяется по выражению

$$\beta = 1 + 3,5 \frac{d_3}{d_{\text{винт}}}, \quad (\text{IX. 186})$$

где $d_{\text{винт}}$ — диаметр винтовой линии в данной рассчитываемой секции (см. фиг. 87).

Длина винтового канала на данном участке $L_{\text{винт}}$ определяется по выражению

$$L_{\text{винт}} = \frac{L_i}{\sin \gamma_{\text{тр}}}, \quad (\text{IX. 187})$$

где L_i — длина данного участка;

$\gamma_{\text{тр}}$ — средний угол наклона винтовой линии на данном участке.

Местные потери $\Delta p_{\text{охл. м}}$ подсчитываются особо для каждого частного случая местных потерь по справочникам гидравлики. Обычно $\Delta p_{\text{охл. м}}$ значительно меньше, чем $\Delta p_{\text{охл. тр}}$, но для некоторых конструкций охлаждающего тракта величина $\Delta p_{\text{охл. м}}$ может достигать значительных величин и превышать $\Delta p_{\text{охл. тр}}$.

Зная $\Delta p_{\text{охл. тр}}$ и $\Delta p_{\text{охл. м}}$, можно определить полное сопротивление камеры $\Delta p_{\text{охл}}$ по формуле (IX. 169).

Определение гидравлических потерь в трубопроводах и арматуре

В трубопроводах потери напора такие же, как и в охлаждающем тракте: они складываются из потерь на трение о стенки трубопровода и местных потерь, т. е.

$$\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (\text{IX. 188})$$

Потери напора на трение в трубопроводах определяются так же, как и для охлаждающего тракта, по формуле (IX. 170).

$$\Delta p_{\text{тр}} = f \frac{L}{d_3} \gamma \frac{w^2}{2g},$$

где коэффициент трения f для различных случаев течения жидкости по трубам определяется соответственно по формулам (IX. 172), (IX. 173), (IX. 174).

Потери напора от местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м}}$ определяют по формуле, аналогичной (IX. 170)

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \gamma \frac{w^2}{2g}, \quad (\text{IX. 189})$$

где w — скорость за местом потерь в см/сек;

ζ — коэффициент местного сопротивления.

Для различных случаев коэффициент ζ подсчитывается следующим образом.

Для потери на удар при внезапном расширении

$$\zeta = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2, \quad (\text{IX.190})$$

где F_1 и F_2 —сечения трубопровода до расширения и за расширением.

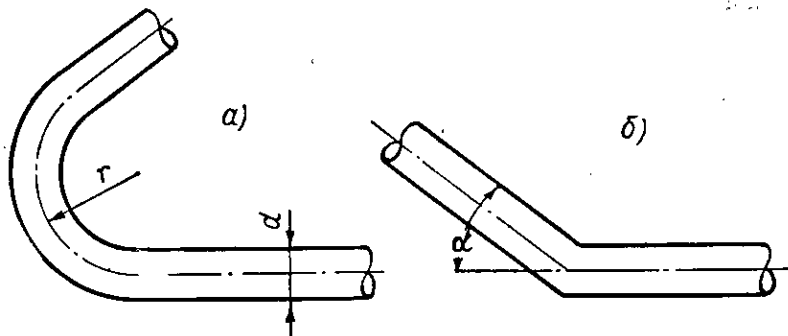
При внезапном сужении значение ζ берется в зависимости от отношения $\frac{F_2}{F_1}$, где F_1 —сечение до сужения, т. е. большее сечение, F_2 —сечение после сужения.

$\frac{F_2}{F_1}$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ζ	0,5	0,5	0,42	0,34	0,25	0,15	0,0

Потери при наличии диафрагм определяют в зависимости от отношения $\frac{F_D}{F}$, где F_D —площадь диафрагмы, а F —площадь сечения трубопровода.

$\frac{F_D}{F}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ	226	48	17,5	7,8	3,75	1,8	0,8	0,29	0,06

При плавных поворотах трубопровода (фиг. 180, а) коэффициент ζ определяют в зависимости от отношения $\frac{r}{d}$, где r —радиус поворота, d —диаметр трубопровода.



Фиг. 180. К определению потерь в трубопроводах.

При повороте на 90° ζ принимает следующие значения (для $Re = 0,5 \cdot 10^5$).

$\frac{r}{d}$	4	6	15	20	30	40	50
ζ	0,20	0,102	0,043	0,080	0,060	0,046	0,033

При увеличении Re до 10^5 величина ζ уменьшается на 12,5%, при уменьшении Re до 10^4 увеличивается на 46,7%. При повороте трубы на 180° величина ζ увеличивается на 40%, при повороте на 135° на 21,5%, при повороте на 45° уменьшается на 37,7%.

Для колен (см. фиг. 180,б) значения коэффициента потерь определяются по формуле

$$\zeta = 0,946 \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2,05 \cdot \sin^4 \frac{\alpha}{2}, \quad (\text{IX. 191})$$

где α — угол поворота потока.

Зная $\Delta p_{тр}$ и Δp_m , по формуле (IX. 188) определяем полную величину потерь в трубопроводах $\Delta p_{тв.б.}$

Потери в клапанах $\Delta p_{кл}$ определяют путем опытных проливок данной конструкции клапана.

Ориентировочно величина $\Delta p_{кл}$ для клапанов с коническим седлом может определяться по формуле (IX. 189), причем

$$\zeta = 2,6 + 0,14 \left(\frac{d_{кл}}{h} \right)^2 + 0,8 \frac{d}{h}, \quad (\text{IX. 192})$$

где d — диаметр клапана;
 h — подъем клапана.

Формула (IX. 192) годится для относительного подъема клапана $\frac{h}{d}$ в пределах от 0,1 до 0,25.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

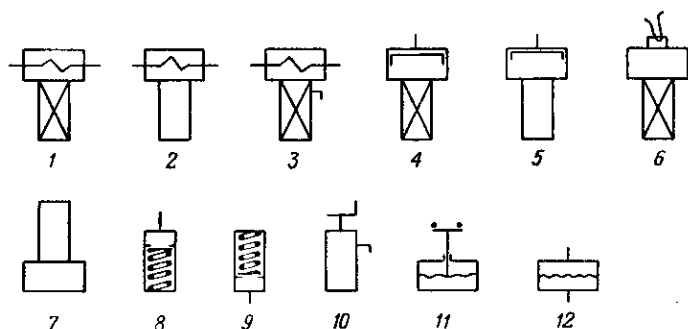
1. Назовите основные элементы систем подачи ЖРД.
2. Нарисуйте схему баллонной подачи.
3. Нарисуйте схему насосной подачи.
4. Какую форму могут иметь баки ЖРД? Как они располагаются?
5. Как определяется необходимый объем баков?
6. Из какого условия находится необходимый запас газа при баллонной подаче?
7. Как меняется температура газа в баллоне и в баках в процессе вытеснения топлива?
8. Из каких условий выбирается начальное давление в баллоне?
9. Как устроен пороховой аккумулятор давления?
10. Как рассчитывается поперечное сечение шашки ПАД?
11. Как рассчитывается длина шашки ПАД?
12. Как устроен редуктор давления газа? Какие типы редукторов Вы знаете?

13. Что такое характеристика редуктора?
14. Каким требованиям должен удовлетворять редуктор ЖРД?
15. Какие размеры редуктора подлежат расчету?
16. Как рассчитать размеры клапана редуктора?
17. Назовите основные детали центробежного насоса.
18. Какие величины характеризуют работу центробежного насоса?
19. Нарисуйте план скоростей на входе в колесо и объясните его.
20. Нарисуйте план скоростей на выходе из колеса и объясните его.
21. От чего зависит теоретический напор, развиваемый центробежным насосом?
22. Как влияет конечное число лопаток колеса на напор, развиваемый насосом?
23. Какие виды гидравлических потерь имеют место в колесе насоса?
24. Из каких коэффициентов складывается к. п. д. насоса?
25. Как подсчитать мощность, затрачиваемую на привод насоса?
26. Как устроен шестеренчатый насос?
27. Что такое кавитация и чем она опасна для насосов ЖРД?
28. Почему надо ограничивать число оборотов насоса?
29. Какой насос является более опасным в смысле возможности возникновения кавитации?
30. Как определить напор на всасывании насоса?
31. Какие типы турбин применяются в ЖРД?
32. Как создается сила, вращающая колесо турбины?
33. Покажите основные узлы и расскажите об устройстве ТНА двигателя ракеты А-4.
34. Опишите уплотнения насоса для азотной кислоты.
35. Как подсчитать необходимый запас перекиси водорода?
36. Нарисуйте схемы реакторов парогазогенераторов с жидким и твердым катализатором.
37. Как подсчитать размеры пакета твердого катализатора или запас жидкого катализатора?
38. Какие типы клапанов применяются в системе подачи ЖРД?
39. Как определяются размеры трубопроводов для жидкостей и газов в системе подачи ЖРД?
40. Какие гидравлические потери имеют место в системах подачи ЖРД?

Глава X

ОПИСАНИЕ СХЕМ ВЫПОЛНЕННЫХ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ниже приводятся схемы некоторых выполненных двигателей различных назначений с различными системами подачи, зажигания и остановки.



Фиг. 181. Условные обозначения, используемые в схемах двигателя.

1—электроклапан, нормально закрытый, т. е. закрытый при отсутствии электрического тока в цепи и открывающийся при подаче тока; 2—электроклапан, нормально открытый, т. е. открытый при отсутствии тока в цепи и закрывающийся при подаче тока; 3—электроклапан, нормально закрытый с дренажем, т. е. отверстием, стравливающим давление из линии после клапана при снятии электрического тока; 4—клапан исполнительный с сервопоршнем (гидравлическим или пневматическим), нормально закрытый, т. е. закрытый при отсутствии давления на сервопоршень и открывающийся при подаче давления; 5—клапан исполнительный с сервопоршнем, нормально открытый; 6—пироклапан или мембрана, разрывающаяся под воздействием пиропатрона с электрическим воспламенением; 7—редуктор давления газа; 8—обратный и заправочный клапан; 9—предохранительный клапан; 10—ручной запорный или дренажный вентиль; 11—реле давления нормально разомкнутое, т. е. разомкнутое при отсутствии давления в линии; 12—разрывная мембрана.

Условные обозначения, принятые в этих схемах, приведены на фиг. 181.

§ 65. СХЕМА ДВИГАТЕЛЯ РАКЕТЫ А-4

На фиг. 182 представлена схема двигателя ракеты А-4 (описание см. § 6)¹.

¹ И. Коой и И. Ютенбогарт, Динамика ракет, Оборонгиз, 1950.
Д. Саттон, Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

Рассмотрим назначение и действие элементов этой схемы при работе двигательной установки.

Весь период работы двигателя состоит из характерных этапов:

- 1) заправки двигателя и подготовки его к запуску;
- 2) запуска двигателя и выхода на главную ступень;
- 3) работы двигателя в полете и остановки его.

Заправка двигателя и подготовка его к запуску

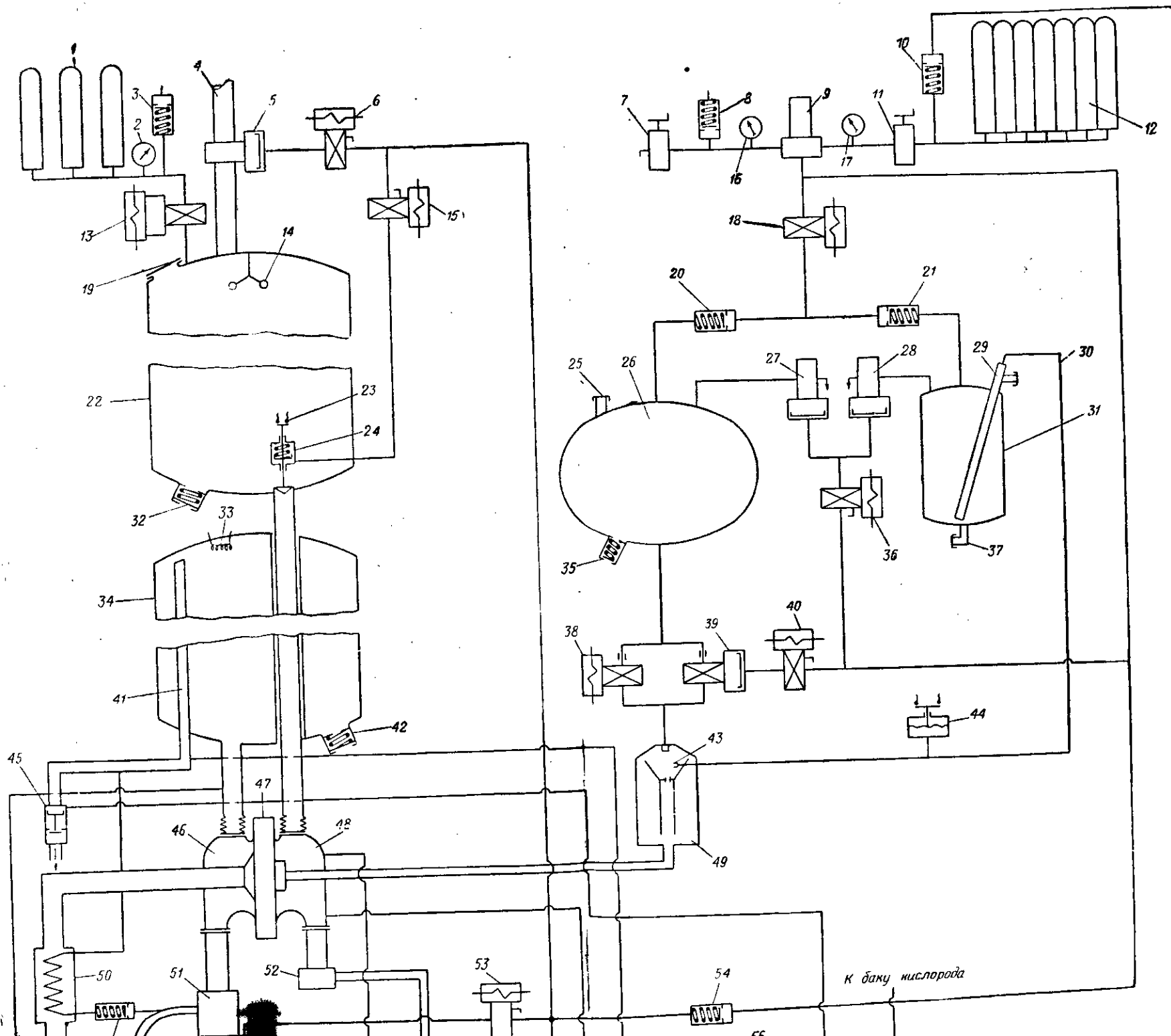
Во время заправки двигателя и его запуска он системой трубопроводов I, II, III, IV и V связан с наземным оборудованием, которое используется при запуске.

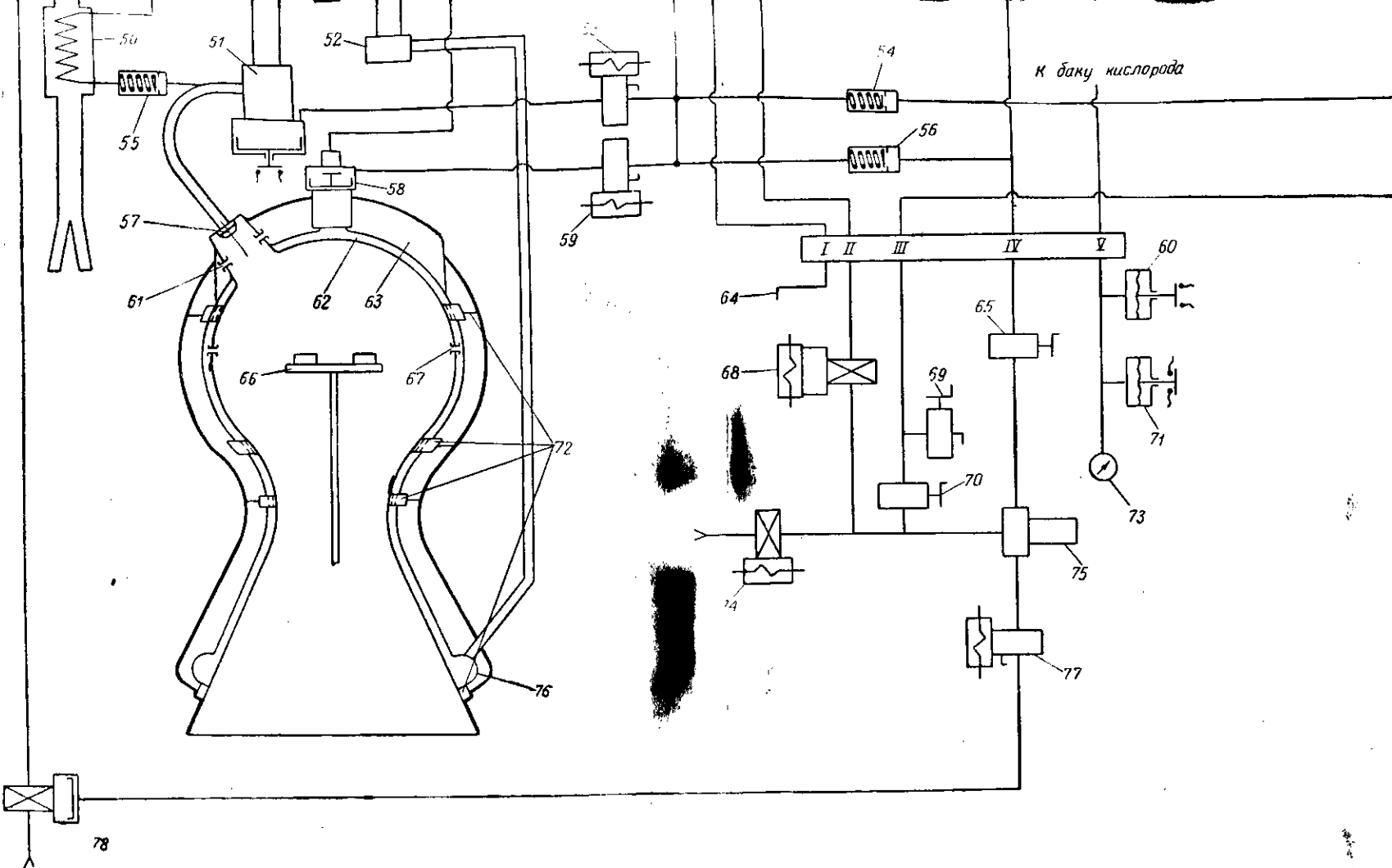
Перед началом заправки производится закрытие главного клапана горючего 58 и главного клапана окислителя 51. Для этого воздух высокого давления, подаваемый на наземные приборы через нормально закрытый электроклапан 74, подводится к редуктору давления 75, где снижает свое давление до давления ~30 ата. Управляющий воздух через клапан 65 и штуцер IV, открывая обратный клапан 56, подводится к управляющим, нормально открытым электроклапанам 53 и 59 и, пройдя через них, проходит к главным клапанам 51 и 58. Воздействуя на сервопоршни этих клапанов, управляющий воздух закрывает их. Одновременно управляющий воздух подходит к сервопоршню клапана 45 и принудительно открывает его, сообщая с атмосферой через дренажную трубу 41 кислородный бак 34. После этого производится заправка всех емкостей ракеты в следующем порядке.

1. Заправляется семибаллонная батарея ПГГ 12 воздухом высокого давления (200 ата). Заправка производится от наземной установки путем открытия ручного вентиля 70, после чего воздух через штуцер III и комбинированный обратный и заправочный клапаны 10 заполняет баллоны батареи 12. Ручной клапан 69 служит для стравливания в случае необходимости воздуха из батареи 12. Одновременно по отдельному трубопроводу производится заправка высоким давлением трехбаллонной батареи 1, служащей для наддува бака горючего.

2. Производится заполнение бака горючего 22 спиртом через горловину 19. После некоторого заполнения бака горючего производится открытие предварительного клапана 24. Для этого подается электрический ток на нормально закрытый управляющий клапан 15, который, открываясь, пропускает управляющее давление из штуцера IV на сервопоршень клапана 24 и открывает его. При этом спирт самотеком проходит через спиртовой насос 48, а затем по тройнику — распределителю спирта 52 и разводящим трубам поступает в рубашку охлаждения камеры, вытесняя воздух из заполняемых объемов через открытый дополнительный клапан главного клапана горючего 58.

После заполнения горючим всей линии предварительный клапан 24 закрывается путем снятия тока с клапана 15, который закрывается и одновременно стравливает в атмосферу оставшийся





Фиг. 182. Схема двигателя ракеты А-4.

1—трехбаллонная батарея воздуха высокого давления; 2—манометр давления в батарее; 3—клапан для заправки трехбаллонной батареи; 4—труба для надува газа за счет скоростного напора; 5—клапан отключения скоростного напора и предохранительный клапан бака горючего; 6—управляющий электроклапан; 7—ручной вентиль для стравливания низкого давления после редуктора; 8—предохранительный клапан низкого давления; 9—редуктор давления газа; 10—заправочный клапан семибаллонной батареи; 11—ручной вентиль; 12—семибаллонная батарея высокого давления; 13—комбинированный клапан-редуктор надува бака горючего; 14—указатель уровня горючего в баке; 15—управляющий электроклапан предварительного спиртового клапана; 16—манометр низкого давления; 17—манометр высокого давления; 18—главный клапан ПГГ; 19—заправочная горловина бака горючего; 20—обратный клапан на баке перекиси; 21—обратный клапан на баке перманганата; 22—бак горючего; 23—указатель положения предварительного клапана; 24—спиртовой предварительный клапан; 25—заправочная горловина бака перекиси водорода; 26—бак перекиси водорода; 27—дренажный клапан бака перекиси водорода; 28—дренажный клапан бака перманганата; 29—заправочный патрубок; 30—труба подачи перманганата в реактор; 31—бак перманганата; 32—сливной клапан; 33—указатель уровня жидкого кислорода; 34—бак окислителя; 35—сливной клапан; 36—электроклапан, управляющий дренажными клапанами; 37—сливной патрубок; 38—электроклапан перекиси конечной ступени; 39—клапан перекиси главной ступени; 40—управляющий электроклапан; 41—дренажная труба бака кислорода; 42—заправочный и сливной патрубок бака кислорода; 43—форсунка перманганата; 44—реле давления перманганата; 45—дренажный (предохранительный) клапан кислородного бака; 46—насос жидкого кислорода; 47—турбина; 48—теплообменник для испарения спирта; 49—реактор парогенератора; 50—теплообменник для испарения жидкого кислорода; 51—главный кислородный клапан; 52—распределитель спирта; 53—управляющий электроклапан для главного кислородного клапана; 54—обратный клапан на линии низкого давления; 55—обратный клапан на линии подачи спирта от наземной установки; 56—обратный клапан на линии управляющего воздуха от наземной установки; 57—форсунка окислителя; 58—главный спиртовый клапан; 59—управляющий электроклапан для главного спиртового клапана; 60—реле давления в баке кислорода; 61—форсунка спирта; 62—полость охлаждения камеры; 63—полость подачи спирта к форкамерам; 64—контрольная трубка; 65—вентиль подачи управляющего воздуха от наземной установки; 66—зажигательное устройство; 67—отверстия для подачи спирта на стенки камеры; 68—комбинированный клапан-редуктор надува кислородного бака; 69—ручной вентиль стравливания низкого давления; 70—ручной вентиль заполнения семибаллонной батареи; 71—реле давления в кислородном баке; 72—пояс внутреннего охлаждения, питаемый спиртом из верхней полости головки; 73—манометр давления в баке кислорода; 74—электроклапан высокого давления наземной установки; 75—редуктор управляющего воздуха; 76—коллектор спирта перед рубашкой охлаждения; 77—управляющий электроклапан для клапана подпитки; 78—клапан подпитки жидкого кислорода.

1—штуцер слива спирта; II—штуцер предупредительного надува кислородного бака; III—штуцер заправки семибаллонной батареи; IV—штуцер подвода управляющего воздуха от наземной установки; V—штуцер замера давления в кислородном баке.

воздух из трубопровода, ведущего к клапану 24. Положение предварительного клапана 24 фиксируется электрическим контактным устройством этого клапана 23. Заполнение системы подачи горючего контролируется посредством штуцера 1. Заполнение бака горючего спиртом производится до необходимого уровня, который фиксируется электрическим указателем 14. При необходимости слив горючего из бака осуществляется через сливной клапан 32.

3. Производится заполнение бака окислителя 34 жидким кислородом через нижний заправочный клапан 42. Воздух из бака уходит через дренажную трубу и принудительно открытый ранее дренажный клапан 45. Заполнение бака кислородом производится до перелива его через дренажную трубу 41 и клапан 45.

4. Производится заполнение бака 26 перекисью водорода через заправочную горловину 25. Воздух уходит из бака через нормально открытый дренажный клапан 27. При необходимости слив перекиси из бака производится через сливной клапан 35.

5. Производится заполнение бака 31 раствором перманганата через заправочный патрубок 29. Выход воздуха из бака обеспечивается открытым дренажным клапаном 28. Слив перманганата может быть осуществлен через сливной патрубок 37.

После окончания заправки открывается ручной вентиль 11, благодаря чему воздух из семибаллонной батареи поступает к редуктору давления.

6. Редуктор давления настраивается на заданное давление воздуха ~ 30 ата. На линии низкого давления расположен манометр 16 и предохранительный клапан низкого давления 8. Ручной вентиль 7 служит для стравливания воздуха из линии низкого давления (после редуктора).

После настройки редуктора производится отключение вентиля 65 и управляющий воздух начинает поступать из линии низкого давления редуктора ПГГ (поз. 9). При этом открывается обратный клапан 54 и закрывается обратный клапан 56, предотвращающий утечку управляющего воздуха. Одновременно закрытием вентиля 65 снимается давление управляющего воздуха с дренажного клапана 45, в связи с чем он начинает выполнять свои нормальные функции клапана-регулятора, не допускающего повышения давления в кислородном баке (вследствие возможности испарения жидкого кислорода) сверх установленного давления наддува.

Так как от момента окончания заправки до запуска двигателя может пройти довольно большой промежуток времени, то для предотвращения уменьшения запаса кислорода, вследствие испарения его, в схему двигателя и наземного оборудования включена система подпитки. При понижении уровня кислорода в баке электрический указатель уровня кислорода 33 дает сигнал на управляющий клапан 77 наземной установки, который пропускает управляющий воздух к клапану подпитки кислородного бака 78, а через него от наземной установки кислород подается в бак. При достижении заданного уровня указатель 33 снимает ток с управляющего клапана 77 и клапан 78 закрывается.

Непосредственно перед запуском подачи тока на управляющий клапан 15 открывается предварительный клапан бака горючего 24. Кроме того, если давление в баке кислорода, вследствие естественного испарения его в баке, не достигает заданного, то применяется приуудительный наддув кислородного бака от наземной установки. Для этого давление в кислородном баке через штуцер V передается на реле давления 71; оно подает электрический ток на комбинированный электроклапан-редуктор 68, который снижает высокое давление воздуха до необходимой величины и направляет его через штуцер II по трубопроводу в дренажную трубу. При достижении заданного давления реле 60 выключит клапан наддува 68.

Запуск двигателя и выход его на главную ступень

Для запуска двигателя с помощью электрического тока поджигаются пороховые шашки, размещенные на вращающемся столике зажигательного устройства 66, введенного в камеру двигателя через критическое сечение сопла. При горении пороховых шашек столик начинает вращаться и зажигающий факел равномерно заполняет объем камеры. После заполнения пламенем объема камеры и прогрева ее подается электрический ток на управляющий клапан 53, который прекращает доступ управляющего воздуха к сервопоршню главного клапана окислителя 51 и стравливает находящийся в нем воздух. Клапан под действием пружины поднимается от седла в так называемое предварительное положение. Подъем клапана окислителя фиксируется электрическим указателем положения, который подает электрический ток на управляющий клапан 59. Этот клапан также закрывается и стравливает воздух из главного клапана горючего 58, после чего клапан под воздействием своей пружины отходит от седла в предварительное положение. При таком положении клапанов кислород по трубопроводам поступает к форсункам окислителя 57, расположенным на 18 форкамере двигателя. Спирт из нижней полости охлаждения 62 поступает через открытый клапан 58 в верхнюю полость головки 63 и через форсуники спирта 61 на форкамерах в камеру двигателя.

Таким образом, на предварительном режиме горючее и окислитель самотеком при неработающем турбонасосном агрегате поступают в сравнительно малых количествах в камеру, заполненную зажигающим факелом. После установления равномерного горения основных компонентов в камере происходит включение в работу парогазогенератора и турбонасосного агрегата. Для этого подается электрический ток на управляющий электромагнитный клапан 36, который, открываясь, подает давление к сервопоршням дренажных клапанов 27 и 28. Эти клапаны закрываются и герметизируют баки перекиси 26 и перманганата 31. После закрытия дренажных клапанов 27 и 28 подается команда на электроклапан 18, который подает воздух для наддува баков перекиси и перманганата. Обратные клапаны 20 и 21 предупреждают перете-

кание жидкостей из баков и смешение их. На линии подачи перманганата к форсулке 43, по которой он поступает в реактор, нет никаких запорных приспособлений, вследствие чего перманганат начинает сразу поступать в реактор 49. В связи с повышением давления в трубопроводе реле давления 44 замыкается и подает электрический ток сразу на два клапана: электрический клапан 38 и управляющий клапан 40.

Электроклапан 38 (клапан конечной ступени) немедленно открывается и пропускает перекись в реактор 49. Вслед за ним открывается и клапан главной ступени 39, и сервопоршень которого давит управляющий воздух, поступающий через клапан 40. Перекись в еще большем количестве подается в реактор. Парогаз начинает поступать в турбину, раскручивает турбонасосный агрегат, давления в линиях подачи компонентов увеличиваются и главные клапаны 51 и 58 открываются полностью.

Расход компонентов плавно увеличивается до номинального, и двигатель выходит на главную ступень.

Работа двигателя в полете и остановка его

В полете работа двигателя происходит на главной ступени. При этом давление в кислородном баке поддерживается испарением небольшого количества жидкого кислорода, подаваемого из главного клапана окислителя 51 через обратный клапан 55 в змеевик теплообменника 50. Змеевик обогревается отработанным парогазом, выходящим из турбины 47. Испарившийся кислород поступает в дренажную трубу 41. Отработанный парогаз через дополнительные сопла выходит в атмосферу.

Необходимое давление в баке горючего поддерживается в первой стадии полета за счет скоростного напора встречного воздуха, который подается в бак по трубе наддува 4 через клапан наддува 5. Когда давление скоростного напора становится недостаточным, клапан наддува закрывается за счет подачи к его сервопоршню воздуха управляющим клапаном 6, получающим для этого команду от часового механизма. После закрытия клапана 5 он становится предохранительным клапаном, не допускающим повышения давления в баке горючего сверх заданного.

В момент закрытия клапана 5 тот же часовой механизм подает электрический ток на комбинированный клапан-редуктор 13, который подает в бак под необходимым давлением воздух из трехбаллонной батареи 1.

Во время работы двигателя часть горючего из верхней полости головки 63 по трем трубопроводам подается к четырем поясам охлаждения 72, через которые спирт поступает в камеру для внутреннего охлаждения ее стенок. Кроме того, некоторая часть спирта поступает на стенки камеры из рубашки охлаждения через систему отверстий 67.

Остановка двигателя производится в два приема. Сначала двигатель переводится на конечную ступень с меньшей тягой пу-

тем закрытия клапана подачи перекиси главной ступени 39, для чего снимается ток с управляющего клапана 40. Это происходит при приближении ракеты к заданной скорости. Подача перекиси в ПГГ и выработка парагаза уменьшаются, а следовательно, уменьшается число оборотов турбоасосного агрегата, в связи с чем падает давление и расход основных компонентов, а двигатель работает на конечной ступени с уменьшенной тягой.

В момент достижения ракетой заданной скорости подается главная команда для остановки двигателя. При этом происходит следующее: снимается ток с электроклапана 38, который закрывается и прекращает доступ перекиси в парогенератор; выработка парагаза также прекращается, и турбоасосный агрегат начинает останавливаться.

Одновременно электрический ток снимается с управляющего клапана 53, который открывается, и управляющий воздух закрывает главный клапан окислителя 51. Перемещение этого клапана размыкает электрическую цепь, в которую включен управляющий электроклапан 59. Этот клапан открывается, и управляющий воздух закрывает главный клапан горючего 58, одновременно открывая в нем дополнительный клапан, связывающий полость охлаждения 62 с насосом топлива. Это делается для того, чтобы предотвратить возможность гидравлического удара в системе труб после насоса.

После закрытия главных клапанов в камере прекращается горение и двигатель перестает развивать тягу.

Параллельно с этим происходит закрытие предварительного спиртового клапана 24 путем снятия тока с управляющего клапана 15. Закрывается главный клапан ПГГ 18, прекращающий подачу воздуха в баки 26 и 31. После остановки двигателя в баках топлива и окислителя сохраняется повышенное давление, так как клапан наддува 5 и дренажный клапан 45 остаются закрытыми и сохраняют давление в баках.

Это необходимо для того, чтобы при обратном входе ракеты в атмосферу не могло произойти раздавливание баков избыточным давлением атмосферы.

§ 66. СХЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗЕНИТНЫХ РАКЕТ

Схема двигателя ракеты «Вассерфаль»

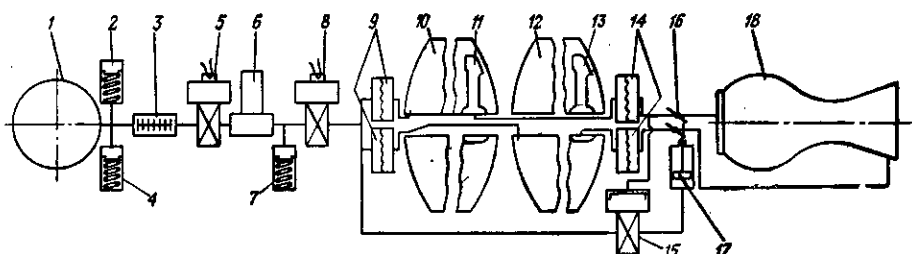
Зенитная управляемая с земли ракета «Вассерфаль» имеет двигатель с тягой 8 т, работающий на самовоспламеняющемся топливе азотная кислота + тонка с расходом около 42 кг/сек. Продолжительность работы двигателя около 40 сек. Двигатель имеет баллонную вытеснительную подачу. Схема двигателя показана на фиг. 183.

Баллон высокого давления 1 заправляется сжатым воздухом давлением 300 кг/см² через заправочный клапан 2. На линии высокого давления установлен предохранительный клапан 4. Горючее и окислитель заправляются в баки 10 и 12. Герметичность этих баков обеспечивается мембранами 9 и 14. Так как основное топливо

является самовоспламеняющимся, то в двигателе отсутствует какая-либо специальная система зажигания, кроме системы дроссельных заслонок 16, которые плавно открываются сервопоршием 17 и обеспечивают медленное нарастание подачи компонентов в камеру.

При запуске двигателя подается электрический ток на пироклапан низкого давления 8. После открытия этого клапана редуктор давления воздуха 6 сообщается с трубопроводами, ведущими в бак. Затем подрывают пиропатрон клапана высокого давления 5, после чего воздух из баллона 1 через фильтр 3 проходит в редуктор 6 и через открытый уже клапан 8 подходит к мембранам 9.

На линии низкого давления находится предохранительный клапан низкого давления 7. Воздух рабочего давления разрывает мембраны 9 и по трубопроводам поступает в баки горючего 10 и окис-



Фиг. 183. Схема двигателя зенитной ракеты «Вассерфаль».

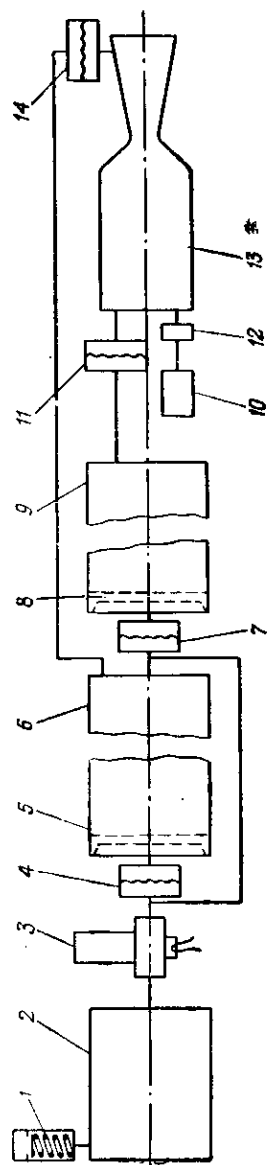
1—баллон высокого давления; 2—запорочный клапан; 3—фильтр; 4—предохранительный клапан высокого давления; 5—пироклапан (разрывная мембрана) высокого давления; 6—редуктор давления воздуха; 7—предохранительный клапан низкого давления; 8—пироклапан низкого давления; 9—разрывные мембраны на воздушных линиях бака горючего и бака окислителя; 10—бак горючего; 11—вращающийся заборник бака горючего; 12—бак окислителя; 13—вращающийся заборник бака окислителя; 14—разрывные мембраны на линиях подачи горючего и окислителя; 15—клапан включения сервопоршня дроссельных заслонок; 16—дроссельные заслонки на линиях горючего и окислителя; 17—сервомотор дроссельных заслонок; 18—камера двигателя.

лителя 12. В этих баках в нижней части размещены вращающиеся заборники 11 и 13, которые при маневрах ракеты следят за уровнем жидкости и не допускают перерыва в подаче компонентов.

Топливо, вытесняемое из баков, разрывает мембраны 14 и подходит к дроссельным заслонкам 16. Когда давление в трубопроводе горючего повышается, оно открывает клапан 15 и пропускает воздух рабочего давления к сервопоршню 17, который, медленно перемещаясь, открывает заслонки 16; горючее и окислитель поступают в двигатель, самовоспламеняются там и двигатель начинает развивать тягу. Двигатель работает до выработки компонентов.

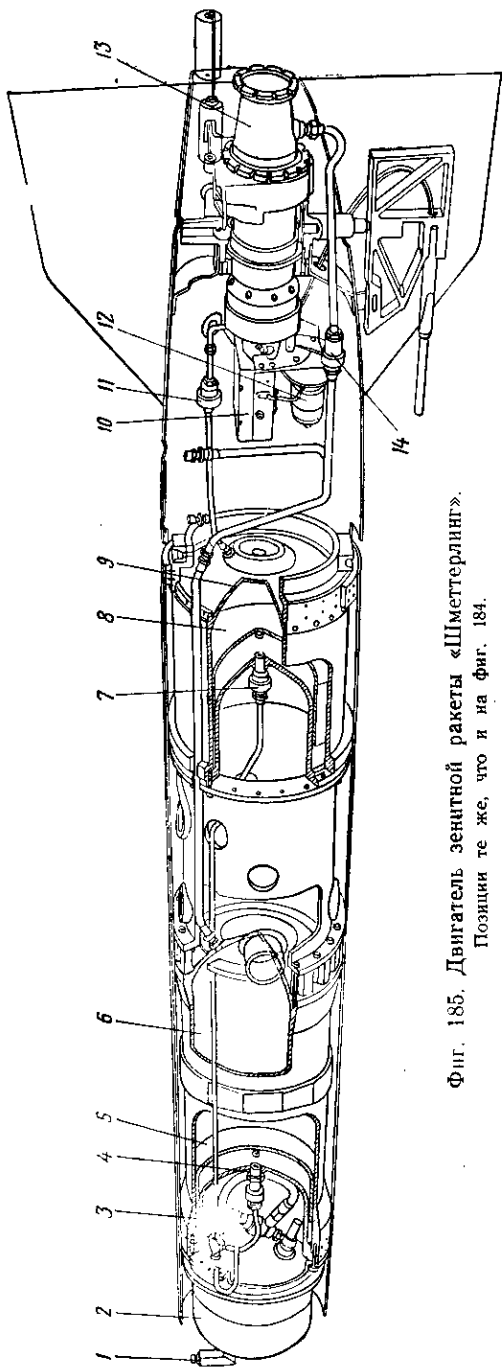
Схема двигателя ракеты «Шметтерлинг»

Ракета «Шметтерлинг» (фиг. 184 и 185) является зенитной управляемой ракетой малых размеров. Двигатель этой ракеты работает на самовоспламеняющемся топливе азотная кислота + тонка и имеет переменную в полете тягу в пределах до 380 кг. Регулирование тяги осуществляется перекрытием части форсунок в го-



Фиг. 184. Схема двигателя зенитной ракеты «Шметтерлинг».

1—заправочный клапан высокого давления; 2—баллон высокого давления; 3—пироклапан в комбинации с редуктором давления газа; 4—разрывная мембрана перед баком окислителя; 5—поршень бака окислителя; 6—бак окислителя; 7—клапан перед баком горючего; 8—поршень бака горючего; 9—бак горючего; 10—чувствительный элемент регулятора числа М; 11—разрывная мембрана на линии горючего; 12—электродвигатель и передача для вращения золотников; 13—клапан двигателя; 14—разрывная мембрана окислителя перед входом в двигатель.



Фиг. 185. Двигатель зенитной ракеты «Шметтерлинг».

Позиции те же, что и на фиг. 184.

ловке вращающимися золотниками. Управление тягой производится регулятором числа M , т. е. регулятором скорости полета ракеты (поз. 10 на схеме фиг. 184), воздействующим на золотники через электромеханический привод 12. Двигатель имеет баллониую вытеснительную подачу.

Для обеспечения непрерывного поступления компонентов топлива в камеру бакн двигателя выполнены в виде механически обработанных цилиндров, внутри которых перемещаются поршни, вытесняющие компоненты.

Баллон высокого давления 2 заправляется сжатым воздухом через заправочный клапан 1. При запуске двигателя подрывается пиропатрон клапана-редуктора 3 и воздух из баллона высокого давления 2 поступает в редуктор, откуда под необходимым давлением направляется в баки 6 и 9.

Перед поступлением в баки воздух разрывает мембраны 4 и 7 и, воздействуя на поршень 5, выталкивает окислитель из бака 6, а воздействуя на поршень 8, вытесняет горючее из бака 9. Горючее и окислитель подходят к мембранам 11 и 14, разрывают их и через регулирующие золотники, расположенные в головке камеры (см. фиг. 108), поступают в двигатель.

Специальной системы зажигания двигатель не имеет, так как основные компоненты являются самовоспламеняющимися.

В полете ракеты чувствительный элемент регулятора скорости 10 через систему реле передает необходимую команду на поворот золотников, уменьшая или увеличивая тягу. Работает двигатель до выработки компонентов из баков.

Схема двигателя зенитной неуправляемой ракеты «Тайфун»¹

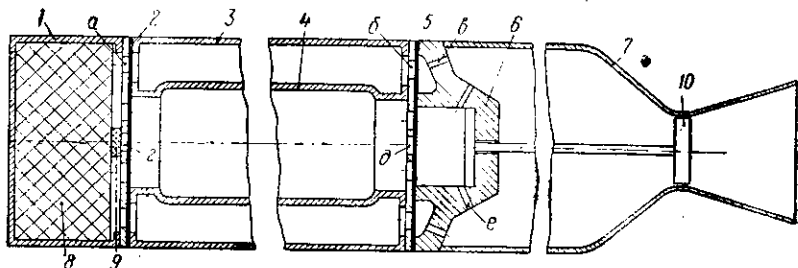
Двигатель этой ракеты развивает тягу около 1000 кг в продолжение 6 сек. Ввиду малой продолжительности работы камера двигателя выполнена без наружного охлаждения. Работает двигатель на самовоспламеняющихся компонентах: азотная кислота + тонка и имеет вытеснительную систему подачи с пороховым аккумулятором давления.

Двигатель этого снаряда состоит из двух баков, расположенных концентрично один в другом (фиг. 186). Наружный бак 3 составляет корпус снаряда, и в нем размещается горючее — тонка. Внутренний бак 4, имеющий тонкие алюминиевые стенки, располагается концентрично наружному. В нем размещается окислитель — азотная кислота. Подача компонентов в камеру двигателя 7 осуществляется продуктами сгорания медленно горящего порохового заряда 8, расположенного в прочном корпусе 1. Воспламенение порохового заряда осуществляется воспламенителем 9. Баки отделены от камеры сгорания и корпуса порохового генератора газов мем-

¹ Вейл, Управляемые снаряды, развитие их и принципы работы, журн. «Аэроплан», 1948 г., № 1929, 1931, 1933, 1937, 1940, 1943, 1948, 1953.

бранами 2 и 5, разрывающимися под давлением пороховых газов (на входе в бак) и компонентов (на выходе из бака).

Запуск двигателя осуществляется воспламенением порохового заряда. После разрыва мембран 2 и затем 5 компоненты поступают в головку 6 и воспламеняются в камере сгорания. Для обеспечения надежности запуска до начала горения топлива в камере крити-



Фиг. 186. Схема двигателя зенитной неуправляемой ракеты «Тайфун».

1—корпус порохового аккумулятора давления; 2—разрывная мембрана, отделяющая ПАД от баков; 3—бак горючего; 4—бак окислителя; 5—разрывная мембрана, отделяющая баки от камеры; 6—головка двигателя; 7—камера двигателя; 8—пороховый заряд; 9—воспламенитель; 10—поршень, закрывающий камеру.
а—отверстие для подачи пороховых газов в бак горючего; б—отверстия для подачи горючего в камеру; в—струйные форсунки горючего; г—отверстия для подачи пороховых газов в бак окислителя; д—отверстия для подачи пороховых газов в камеру; е—струйные форсунки окислителя.

ческое сечение перекрыто поршнем 10, который расположен на штоке, обрывающемся после начала горения вследствие повышения давления в камере.

§ 67. СХЕМЫ САМОЛЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Схема самолетного двигателя «Вальтер»¹

Двигатель «Вальтер» для самолета истребителя-перехватчика выполняется в различных вариантах: он может быть одиокамерным и двухкамерным.

На фиг. 21 представлеи внешний вид двухкамерного двигателя с регулируемой тягой. Двигатель работает на самовоспламеняющемся топливе — смеси гидразин-гидрата и метилового спирта, используемой как горючее, и перекиси водорода 80%-ной концентрации, используемой как окислитель. Подача двигателя насосная. Перекись водорода используется также и для выработки парагаза, на котором работает турбина.

Тяга двигателя регулируется в пределах от 1500 до 200 кг путем изменения расхода топлива. Для сохранения перепада давления на форсунках в допустимых пределах двигатель имеет три

¹ Д. Саттон, Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

группы форсунок горючего и окислителя, которые при уменьшении тяги последовательно выключаются.

Схема двигателя приведена на фиг. 187. При запуске его от электродвигателя 4 получается вращение турбонасосный агрегат, в том числе и насос перекиси водорода 3. Перекись водорода, подаваемая насосом, направляется в регулятор расхода перекиси и при соответствующем повороте золотника 9 приподнимает регулирующий клапан 12, проходит по обводному каналу вокруг золотника 6 и поступает в парогазогенератор 1 с пакетом твердого катализатора 2. Выработанный в парогазогенераторе парогаз продолжает разгонять турбину, и при определенном числе оборотов электродвигатель отключается муфтой свободного хода. После этого турбонасосный агрегат работает на холостом ходу. Число оборотов холостого хода устанавливается натяжением пружины 11.

При работе на холостом ходу перекись водорода поступает в камеру двоиного главного клапана топлива 20, закрывает клапан перекиси водорода 18 и клапан горючего 14, перемещая их совместно с поршнем 15 влево. Это предохраняет от протекания топлива в камеру двигателя. При дальнейшем повороте летчиком золотника 9 начинает поворачиваться также спаренный с ним золотник 13. При этом золотник 13 через окно в левой камере его перепускает топливо в камеру сервопоршня 15 и перемещает его вправо, открывая тем самым доступ перекиси к трем клапанам 19. При этом горючее получает возможность пройти через рубашку охлаждения двигателя и войти во внутреннюю полость золотника 13.

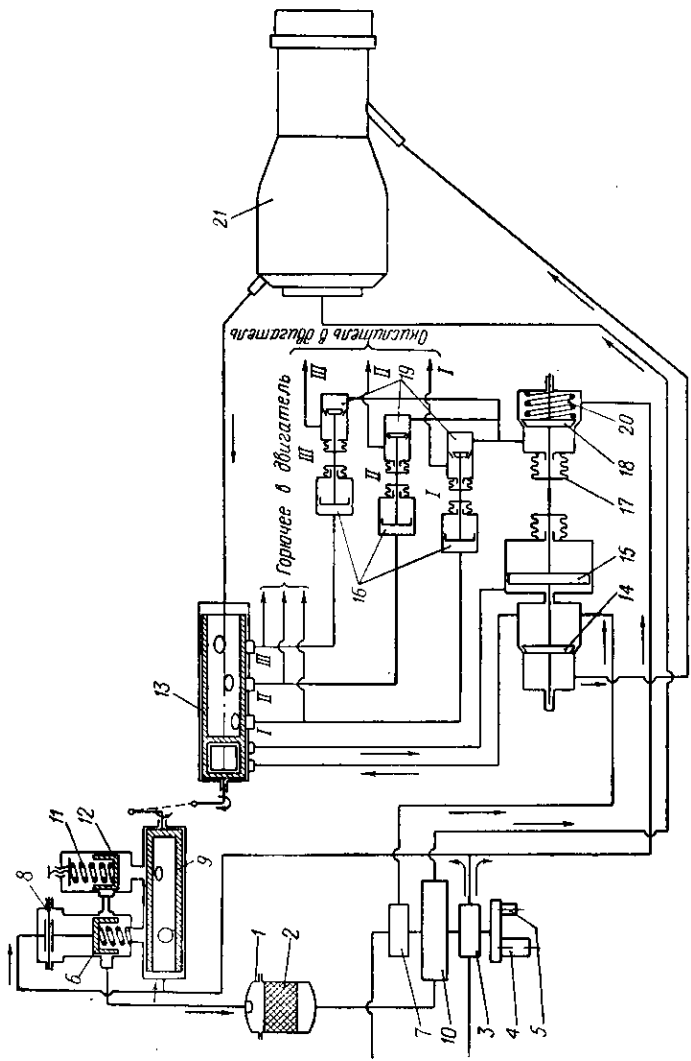
Дальнейший поворот золотника 13 приводит к тому, что отверстие 1 золотника 13 пропускает горючее в линию 1 подачи горючего в двигатель. Одновременно горючее по линии 1 поступает к сервопоршню 16 клапана подачи окислителя 19 и открывает его, пропуская перекись водорода в линию 1 подачи перекиси в двигатель. Группа 1 форсунок двигателя начинает работать, в камере происходит самовоспламенение компонентов топлива и двигатель выходит на режим 1.

Одновременно с поворотом золотника 13 продолжается поворот золотника 9 и перекись водорода через соответствующие отверстия золотника подходит к золотнику 6; приподнимая его, она поступает в большем количестве в парогазогенератор 1. Излишнее возрастание подачи перекиси и разнос турбонасосного агрегата предупреждается тем, что давление перекиси подводится к мембране 8, которая, прогибаясь под этим давлением, стремится закрыть клапан 6 и уменьшить тем самым подачу перекиси, возвращая расход перекиси к необходимой величине.

Для дальнейшего увеличения тяги двигателя необходимо продолжать поворот золотника 13, который отверстием II, а затем III включает подачу горючего и окислителя в группу II и III форсунок. При этом число оборотов ТНА поддерживается постоянным за счет работы регулятора подачи перекиси.

Остановка двигателя происходит в результате поворота золотников в обратную сторону; при этом в полете ТНА может и не

1—парогенератор; 2—пакет твердого катализатора; 3—часос для подачи перекиси водорода; 4—электродвигатель для запуска ТНА; 5—датчик тахометра; 6—клаван регулирования подачи перекиси на рабочем режиме ТНА; 7—насос подачи горючего; 8—мембрана, воспринимающая давление перекиси водорода; 9—золотник управления подачей перекиси водорода; 10—турбина; 11—пружина регулировки числа оборотов холостого хода ТНА; 12—регулирующий клапан подачи перекиси на холостом ходу; 13—золотник управления подачей топлива в камеру; 14—главный клапан горючего; 15—сервопоршней главных клапанов; 16—сервопоршней клапанов подачи окислителя; 17—мембрана, герметизирующая шток; 18—главный клапан окислителя; 19—клапаны подачи окислителя; 20—полость главного клапана окислителя; 21—камера двигателя.



Фиг. 187. Схема авиационного двигателя «Вальтер».

остаиваться совсем, а работать при выключенной камере на минимальном числе оборотов.

Чтобы компоненты топлива не скоплялись в камере на холостом ходу из-за различных утечек в системе подачи, некоторое количество парогаса, отработанного в турбине, направляется в камеру двигателя и разлагает за счет повышенной температуры и активного вещества — катализатора, приносимого парогасом, просочившуюся туда перекись, а также осуществляет продувку камеры двигателя.

Золотник 13, сдвоенный главный клапан топлива и три клапана окислителя 16 конструктивно размещаются в одном блоке. Чтобы предупредить возможность соприкосновения компонентов топлива и воспламенение их, все штоки, проходящие из полости одного компонента в полость другого, герметизированы мембранами 17.

Схема самолетного ускорителя маневра

Ускоритель такого типа устанавливался на немецких самолетных турбокомпрессорных воздушно-реактивных двигателях. Примерно такую же схему имеет английский ускоритель «Сиарлер». Тяга ускорителя составляла 1200 кг. Он работал на самовоспламеняющемся топливе, компонентами которого являлись тонка 250 и азотная кислота. Схема двигателя приведена на фиг. 188.

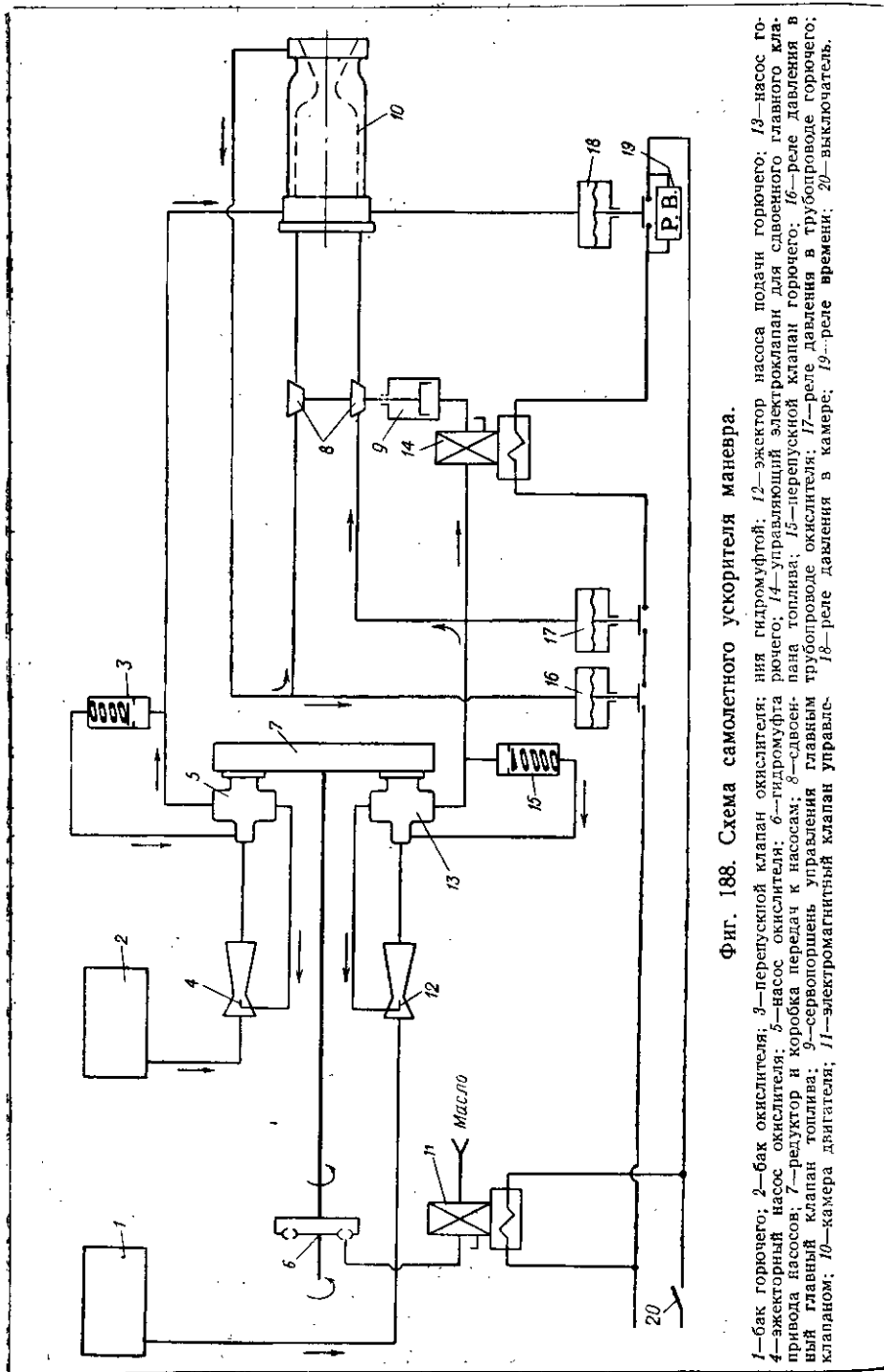
Ускоритель имеет насосную подачу. Привод насосов осуществляется от вала турбокомпрессорного двигателя через гидромуфту 6 и редукторную коробку 7. Вес самого ускорителя составляет 57 кг.

Установка двигателя на турбокомпрессорном воздушно-реактивном двигателе и его внешний вид показаны на фиг. 22.

Включение двигателя в работу производится путем замыкания выключателя 20 электрической цепи двигателя. При этом электрический ток подается на электромагнитный клапан 11, который пропускает масло из системы турбокомпрессорного двигателя в гидромуфту 6. Через гидромуфту и редуктор 7 вращение передается насосу окислителя 5 и насосу горючего 13. Горючее и окислитель из баков 1 и 2 поступают к соответствующим насосам. Баки имеют наддув до 0,5 атм, но этот наддув оказывается недостаточным для предотвращения кавитации в насосах, особенно в условиях маневренного полета самолета, при котором возникают ускорения различных направлений.

Поэтому на всасывании основных насосов установлены вспомогательные эжекторные насосы 4 и 12, которые повышают давление компонентов на входе в насос. Некоторое количество компонента под высоким давлением, создаваемым насосом, подается в сопло эжектора, захватывает в конической входной части основной поток жидкости и ускоряет его. За счет дальнейшего торможения потока жидкости в расширяющейся части эжектора повышается статическое давление жидкости.

По мере раскрутки насосов через 0,7—0,8 сек. после включения гидромуфты в нагнетательных линиях компонентов давление достигает полного расчетного значения. При этом топливо через перепускные клапаны 3 и 15 возвращается во входную часть насосов.



Фиг. 188. Схема самолетного ускорителя маневра.

1—бак горючего; 2—бак окислителя; 3—перепускной клапан окислителя; 4—эжектор; 5—насос окислителя; 6—гидромурфта рычаго; 7—гидромурфта рычаго; 8—управляющий электроклапан для двойного главного клапана привода насосов; 9—сервопоршень управления главным трубопроводе окислителя; 10—перепускной клапан горючего; 11—резерв давления в трубопроводе горючего; 12—главный клапан топлива; 13—сервопоршень управления главным трубопроводе окислителя; 14—перепускной клапан топлива; 15—резерв давления в трубопроводе окислителя; 16—резерв давления в камере; 17—резерв давления в камере; 18—резерв давления в камере; 19—резерв давления в камере; 20—выключатель.

Когда давление в магистралях компонентов достигает 7 ати , нормально разомкнутые реле давления 16 и 17 замыкаются. В период пуска, кроме того, разомкнутое реле давления в камере сгорания 18 зашунтировано реле времени 19 , поэтому при замыкании реле 16 и 17 включается электрическая цепь управляющего электромагнитного клапана 14 , который перепускает горючее из линии нагнетания в сервопоршень 9 сдвоенного клапана горючего и окислителя 8 . Этот клапан открывается, компоненты топлива начинают поступать в камеру сгорания, самовоспламеняются в ней и двигатель начинает работать. Реле времени 19 рассчитано на шунтирование реле давления в камере 18 в течение 3 сек. Если за это время давление в камере достигнет расчетной величины 15 ати , что свидетельствует о нормальном протекании процесса запуска, то к моменту выключения реле времени 19 будет уже замкнуто реле давления в камере 18 и двигатель будет продолжать работать. Режим двигателя поддерживается тем, что давление компонентов после насоса регулируется перепускными клапанами 3 и 15 .

Для остановки двигателя достаточно разомкнуть выключатель 20 . При этом закрывается управляющий электромагнитный клапан 14 . Через систему дренажа этого клапана будет стравлено давление над сервопоршнем 9 , и сдвоенный клапан 8 закроется, прекратив доступ топлива в камеру. Двигатель будет остановлен. Одновременно закроется электромагнитный клапан 11 и прекратится доступ масла в гидромуфту, в связи с чем она будет отключена и насосы будут остановлены.

При ненормальном протекании запуска двигателя, когда в течение 3 сек. давление в камере не достигает 15 ати , а также при нарушении режима работы двигателя, когда давление в камере упадет ниже 15 ати или давление в нагнетательных линиях станет ниже 7 ати , одно из реле давления 16 , 17 или 18 разомкнет электрическую цепь управляющего клапана 14 и двигатель будет остановлен.

Схема двигателя летающей бомбы

Двигатель 109-507 (фиг. 189) относится к категории «холодных» двигателей, в которых тяга создается за счет вытекания продуктов разложения перекиси водорода. Разложение перекиси осуществляется с помощью катализатора.

Данный двигатель развивает тягу 600 кг в течение 10 сек. при удельной тяге около 100 кгсек/кг . Топливом служит 93% -ная перекись водорода, разлагаемая жидким катализатором. Система подачи баллонная. В двигателе заполняются (он может храниться в заправленном состоянии несколько месяцев) следующие емкости: баллоны вытесняющего воздуха 1 (через заправочный клапан 2), бак перекиси водорода 8 и бак жидкого катализатора 10 .

При запуске двигателя подрывается пиропатрон пироклапана 3 и воздух высокого давления проходит через фильтр 6 к редуктору 7 . На линии высокого давления установлен предохранительный клапан 5 . Воздух рабочего давления, проходя через обратный

клапан 9, вытесняет катализатор из бака 10, и он, пройдя фильтр 11 и обратный клапан 12, начинает поступать в камеру

из бака 10, и он, пройдя фильтр 11 и обратный клапан 12, начинает поступать в камеру двигателя.

Воздух рабочего давления поступает также в бак перекиси водорода 8 (в верхнюю часть). Посредством гибкого заборника перекись водорода попадает в трубопровод, ведущий в камеру 14. На этом трубопроводе установлена разрывная мембрана 13.

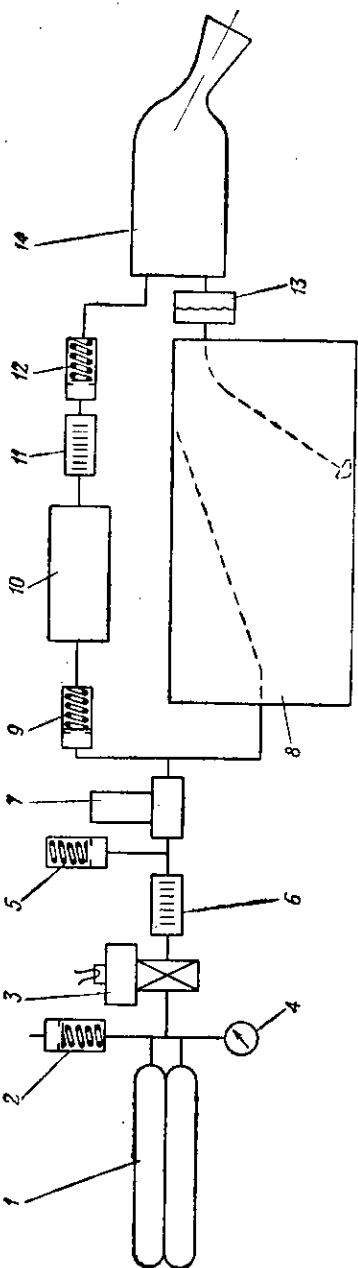
Необходимое опережение подачи катализатора достигается определенным соотношением между давлением открытия обратных клапанов 9 и 12 и давлением разрыва мембраны 13.

Двигатель работает до полного расходования топлива.

Схема двигателя «Шмндднг»

Характерной особенностью этого двигателя является то, что в качестве окислителя в нем используется газообразный кислород, помещаемый в баллонах 1 под высоким давлением. Этот же кислород используется и для вытеснения горючего из бака в камеру двигателя. В качестве горючего используется метиловый спирт 78% концентрации. Газообразный кислород поступает не непосредственно в бак, а в резиновый мешок, который, раздуваясь, вытесняет спирт в двигатель. Это необходимо для того, чтобы не произошел взрыв и было бы достигнуто полное вытеснение горючего.

Двигатель имеет тягу до 600 кг в течение 10 сек. Схема двигателя приведена на фиг. 190.



Фиг. 189. Схема двигателя летающей бомбы.

1—баллоны высокого давления; 2—заправочный клапан; 3—пироклапан высокого давления; 4—манометр высокого давления; 5—предохранительный клапан высокого давления; 6—фильтр; 7—редуктор давления газа; 8—бак перекиси водорода; 9—обратный клапан; 10—бак жидкого катализатора; 11—фильтр; 12—обратный клапан; 13—разрывная мембрана; 14—камера двигателя.

Некоторые данные выполненных жидкостных ракетных двигателей

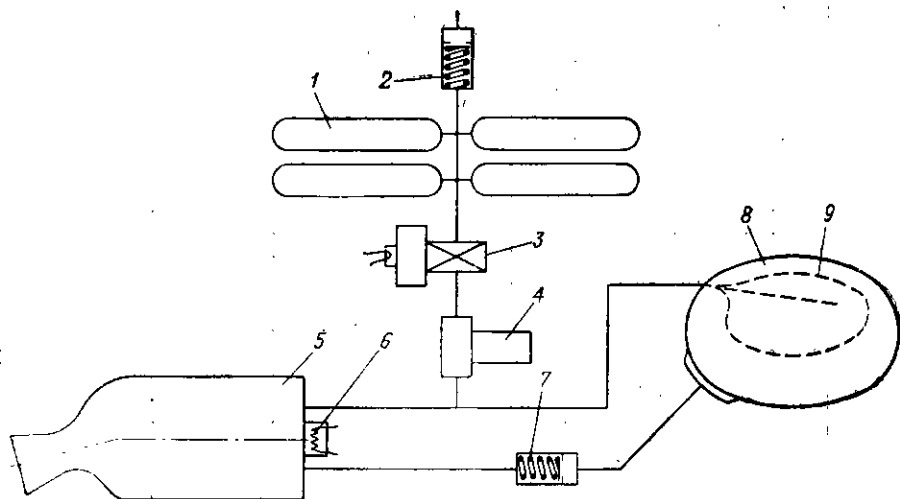
Наименование или марка двигателя	Назначение двигателя	Топливо		Тяга у земли P кг	Время работы макси- мальное t_{\max} сек.	Суммар- ный импульс Pt_{\max} кг/сек	Расход топлива G кг/сек	Удель- ная тяга $P_{уд}$ кгсек/кг	Импульс давления в камере $\frac{f_{кр}}{G} p_2$ кгсек/кг	Камера сгорания				критиче- ское сечение $d_{кр}$ мм	сечени на выход d_3 мм	
		окислитель	горючее							давле- ние p_2 ата	объем камеры V_k л	приве- денная длина $l_{пр}$ мм	удель- ная тепло- напря- женность U ккал/лсек			литро- вая тяга P_L кг/л
А-4	Ракета дальнего дей- ствия	Жидкий кислород	Этиловый спирт 75% -ный	25000	65	$1690 \cdot 10^3$	125	200	151	15	376	2990	500	69	400	740
Вассерфаль	Зенитная ракета	Азотная кислота	Тонка	8000	40	$320 \cdot 10^3$	42,1	190	137	20	78	2640	825	102,5	192	365
Шметтерлинг	Зенитная ракета	Азотная кислота	Тонка	380—60	—	—	2,0	195	133	25	1,9	1860	1420	190	36	75
Тайфун	Неуправляемая зенит- ная ракета	Азотная кислота	Тонка	55	3	1670	3,33	185	190	46	6,0	935	4700	555	37	90
Вальтер	Самолетный двигатель	Перекись водорода 80% -ная	Гидразин- гидрат-спирт	1500—200	—	—	7,8—1,82	190—110	143	19—4	11	2000	—	—	84	163
P-3395	Ускоритель маневра	Азотная кислота	Тонка	1200	—	—	6,4	188	142	27	6,9	2160	1280	173	64	130
109-507	Летающая бомба		Перекись водорода 87% -ная	600	10	6000	6,5	92,5	—	—	6,0	3060	500	100	50	90
Шмиддинг	Летающая бомба	Газообраз- ный кислород	Метиловый спирт 78% -ный	600	10	600	3,42	174	137	16	6,35	2320	810	95	60	100
Рейнтохтер	Зенитная ракета	Азотная кислота	Тонка	2200	22	$55 \cdot 10^3$	12,5	175	145	20	7,5	800	2280	294	105	178

Некоторые данные выполненных жидкостных ракетных двигателей

Код двигателя	Удельная тяга $P_{уд}$ кгсек/кг	Импульс давления в камере $\frac{f_{кр}}{G} p_2$ кгсек/кг	Камера сгорания					Сопло				Отношение $\frac{F_{кам}}{f_{кр}}$	Система подачи	Весовая характеристика					
			давление p_2 ата	объем камеры V_k л	приведенная длина $l_{пр}$ мм	удельная теплонапряженность U ккал/лсек	литровая тяга P_l кг/л	критическое сечение $d_{кр}$ мм	сечение на выходе d_3 мм	уширение $\frac{f_3}{f_{кр}}$	угол раскрытия закритической части сопла			вес двигателя в кг		удельный вес двигателя в г/кг		вес на един. импульса в г/кг сек	
														без баков	с баками	без баков	с баками	без баков	с баками
200	151	15	376	299	500	69	400	740	3,42	25	5,60	Насосная	920	1095	35,4	42,2	0,545	0,643	
190	137	20	78	2640	825	102,5	192	365	3,61	25	6,25	Баллонная	150	546	125	682	0,465	2,13	
195	133	25	1,9	1860	1420	190	36	75	4,34	40	6,95	Баллонная	19	79	50	207	—	—	
185	190	46	6,0	935	4700	555	37	90	5,92	22	6,60	ПАД	—	6,5	—	11,7	—	0,39	
190—110	143	19—4	11	2000	—	—	84	163	3,76	—	—	Насосная	130	—	86,8	—	—	—	
188	142	27	6,9	2160	1280	173	64	130	4,13	—	9,0	Насосная	57	—	47,5	—	—	—	
92,5	—	—	6,0	3060	500	100	50	90	3,24	—	11,6	Баллонная	—	68	—	113	—	1,13	
174	137	16	6,35	2320	810	95	60	100	2,72	30	8,0	Баллонная	—	96	—	160	—	1,60	
175	145	20	7,5	860	2280	294	105	178	2,78	24	3,62	Баллонная	—	390	—	177	—	3,21	

Г. Б. Сивярев и М. В. Добровольский

При запуске подрывается пиропатрон пироклапана высокого давления 3 и воспламеняется пиропатрон зажигания 6. Кислород высокого давления из баллонов 1 поступает в редуктор 4 и, пройдя через него, под рабочим давлением подается в камеру сгорания, где используется как окислитель, а по другому трубопроводу поступает



Фиг. 190. Схема двигателя «Шмиддинг».

1—баллон высокого давления для газообразного кислорода; 2—заправочный клапан; 3—пироклапан высокого давления; 4—редуктор давления газа; 5—камера двигателя; 6—пиропатрон зажигания; 7—обратный клапан; 8—бак горючего; 9—резиновый мешок.

в резиновый мешок 9 бака горючего 8. Горючее вытесняется из бака и по трубопроводу через обратный клапан 7 поступает в камеру 5, где происходит воспламенение и горение.

Двигатель работает до полного израсходования компонентов. Некоторые данные описанных выше двигателей приведены в табл. 29.

ТАБЛИЦЫ ДЕСЯТИЧНЫХ ЛОГАРИФ

T° абс.	$\lg K_1 = \lg \frac{P_{CO} P_{O_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$\Delta \lg K_1$	$\lg K_2 = \lg \frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_2$	$\lg K_{2a} = \lg \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	$\Delta \lg K_{2a}$	$\lg K_3 = \lg \frac{P_{OH} P_{H_2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_3$
300	-44,7389	12,3295	-39,7860	10,5464	-4,9529	1,7831	-46,2890	12,3814
400	-32,4094	7,4044	-29,2396	6,3542	-3,1698	1,0502	-33,9076	7,4539
500	-25,0050	4,9407	-22,8854	4,2534	-2,1196	0,6873	-26,4537	4,9852
600	-20,0643	3,5268	-18,6320	3,0494	-1,4323	0,4774	-21,4685	3,5706
700	-16,5375	2,6434	-15,5826	2,2949	-0,9549	0,3485	-17,8979	2,6846
800	-13,8941	2,0541	-13,2877	1,7909	-0,6064	0,2632	-15,2133	2,0923
900	-11,8400	1,6415	-11,4968	1,4377	-0,3432	0,2038	-13,1210	1,6779
1000	-10,1985	1,3412	-10,0591	1,1779	-0,1394	0,1633	-11,4431	1,3735
1100	-8,8573	1,1160	-8,8812	0,9838	0,0239	0,1322	-10,0696	1,1463
1200	-7,7413	0,9428	-7,8974	0,8343	0,1561	0,1085	-8,9233	0,9710
1300	-6,7985	0,8069	-7,0631	0,7164	0,2646	0,0905	-7,9523	0,8333
1400	-5,9916	0,6980	-6,3467	0,6220	0,3551	0,0760	-7,1190	0,7228
1500	-5,2936	0,6104	-5,7247	0,5452	0,4311	0,0652	-6,3962	0,6331
1600	-4,6832	0,5363	-5,1795	0,4817	0,4963	0,0546	-5,7631	0,5590
1700	-4,1469	0,4763	-4,6978	0,4288	0,5509	0,0475	-5,2041	0,4973
1800	-3,6706	0,4255	-4,2690	0,3841	0,5984	0,0414	-4,7068	0,4452
1900	-3,2451	0,3821	-3,8849	0,3461	0,6398	0,0360	-4,2616	0,4009
2000	-2,8630	0,3451	-3,5388	0,3136	0,6758	0,0315	-3,8607	0,3629
2100	-2,5179	0,3131	-3,2252	0,2856	0,7073	0,0275	-3,4978	0,3301
2200	-2,2048	0,2852	-2,9396	0,2606	0,7348	0,0246	-3,1677	0,3016
2300	-1,9196	0,2610	-2,6790	0,2394	0,7594	0,0216	-2,8661	0,2766
2400	-1,6586	0,2395	-2,4396	0,2204	0,7810	0,0191	-2,5895	0,2546
2500	-1,4191	0,2207	-2,2192	0,2037	0,8001	0,0170	-2,3349	0,2351
2600	-1,1984	0,2039	-2,0155	0,1889	0,8171	0,0150	-2,0998	0,2178
2700	-0,9945	0,1890	-1,8266	0,1755	0,8321	0,0135	-1,8820	0,2024
2800	-0,8055	0,1756	-1,6511	0,1637	0,8456	0,0119	-1,6796	0,1885
2900	-0,6299	0,1635	-1,4874	0,1528	0,8575	0,0107	-1,4911	0,1760
3000	-0,4664	0,1525	-1,3346	0,1432	0,8682	0,0093	-1,3151	0,1648

Примечание. В графах разностей десятичных логарифмов констант равномо констант равновесия для последующей и текущей температуры. Так, напри 3400° абс.

Пользуясь таблицами разностей, можно путем линейной интерполяции логалюбой промежуточной температуре.

МОВ КОНСТАНТ РАВНОВЕСИЯ

$\lg K_4 = \lg \frac{P_{NO}^2}{P_{N_2} P_{O_2}}$	$\Delta \lg K_4$	$\lg K_5 = \lg \frac{P_H^2}{P_{H_2}}$	$\Delta \lg K_5$	$\lg K_6 = \lg \frac{P_O^2}{P_{O_2}}$	$\Delta \lg K_6$	$\lg K_7 = \lg \frac{P_N}{P_{N_2}}$	$\Delta \lg K_7$	$T^\circ \text{ абс.}$
-30,1770 22,3100 -17,5872	7,8670 4,7228 3,1492	-70,7414 -51,7421 -40,3099	18,9993 11,4322 7,6430	-80,0867 -58,5109 -45,5311	21,5758 12,9798 8,6731	-118,6656 -87,4738 -68,7259	31,1918 17,7479 12,5195	300 400 500
-14,4380 -12,1878 -10,4998 -9,1874 -8,1366	2,2502 1,6880 1,3124 1,0508 0,8590	-32,6669 -27,1921 -23,0744 -19,8636 -17,2883	5,4748 4,1177 3,2108 2,5753 2,1128	-36,8580 -30,6499 -25,9854 -22,3515 -19,4400	6,2081 4,6645 3,6339 2,9115 2,3855	-56,2064 -47,2492 -40,5214 -35,2815 -31,0841	8,9572 6,7278 5,2399 4,1974 3,4386	600 700 800 900 1000
-7,2776 -6,5604 -5,9540 -5,4342 -4,9836	0,7172 0,6064 0,5198 0,4506 0,3944	-15,1755 -13,4105 -11,9135 -10,6275 -9,5105	1,7650 1,4970 1,2860 1,1170 0,9794	-17,0545 -15,0640 -13,3777 -11,9307 -10,6752	1,9905 1,6863 1,4470 1,2555 1,0996	-27,6455 -24,7766 -22,3465 -20,2614 -18,4526	2,8689 2,4301 2,0851 1,8088 1,5842	1100 1200 1300 1400 1500
-4,5892 -4,2412 -3,9318 -3,6550 -3,4060	0,3480 0,3094 0,2768 0,2490 0,2252	-8,5311 -7,6652 -6,8941 -6,2029 -5,5798	0,8659 0,7711 0,6912 0,6231 0,5647	-9,5756 -8,6044 -7,7403 -6,9665 -6,2695	0,9712 0,8641 0,7738 0,6970 0,6311	-16,8684 -15,4694 -14,2247 -13,1101 -12,1063	1,3990 1,2447 1,1146 1,0038 0,9090	1600 1700 1800 1900 2000
-3,1808 -2,9760 -2,7892 -2,6180 -2,4606	0,2048 0,1868 0,1712 0,1574 0,1454	-5,0151 -4,5010 -4,0309 -3,5994 -3,2018	0,5141 0,4701 0,4315 0,3976 0,3674	-5,6384 -5,0643 -4,5398 -4,0586 -3,6157	0,5741 0,5245 0,4812 0,4429 0,4091	-11,1973 -10,3703 -9,6147 -8,9218 -8,2835	0,8270 0,7556 0,6929 0,6383 0,5895	2100 2200 2300 2400 2500
-2,3152 -2,1810 -2,0562 -1,9404 -1,8322	0,1342 0,1248 0,1158 0,1082 0,1012	-2,8344 -2,4938 -2,1772 -1,8821 -1,6064	0,3406 0,3166 0,2951 0,2757 0,2582	-3,2066 -2,8277 -2,4756 -2,1477 -1,8415	0,3789 0,3521 0,3279 0,3062 0,2865	-7,6940 -7,1479 -6,6404 -6,1677 -5,7261	0,5461 0,5075 0,4727 0,4416 0,4133	2600 2700 2800 2900 3000

весия $\Delta \lg K_1$, $\Delta \lg K_2$ и т. д. приведена разность значения десятичных логарифмов, в графе $T=3400^\circ$ абс. приведена разность значений $\lg K$ при 3500 и рифмов констант равновесия определить значения констант равновесия при

T° абс.	$\lg K_1 = \lg \frac{P_{CO}P_{O_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$\Delta \lg K_1$	$\lg K_2 = \lg \frac{P_{H_2}P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_2$	$\lg K_{2a} = \lg \frac{P_{CO}P_{H_2O}}{P_{CO_2}P_{H_2}}$	$\Delta \lg K_{2a}$	$\lg K_3 = \lg \frac{P_{OH}P_{H_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$\Delta \lg K_3$
3100	-0,3139	0,1428	-1,1914	0,1344	0,8775	0,0084	-1,1503	0,1545
3200	-0,1711	0,1339	-1,0570	0,1265	0,8859	0,0074	-0,9958	0,1452
3300	-0,0372	0,1257	-0,9305	0,1191	0,8933	0,0069	-0,8506	0,1368
3400	0,0885	0,1183	-0,8114	0,1125	0,8999	0,0058	-0,7138	0,1290
3500	0,2068	0,1115	-0,6989	0,1064	0,9057	0,0051	-0,5848	0,1219
3600	0,3183	0,1052	-0,5925	0,1007	0,9108	0,0045	-0,4629	0,1154
3700	0,4235	0,0994	-0,4918	0,0957	0,9153	0,0037	-0,3475	0,1094
3800	0,5229	0,0942	-0,3961	0,0908	0,9190	0,0034	-0,2381	0,1040
3900	0,6171	0,0893	-0,3053	0,0865	0,9224	0,0028	-0,1341	0,0987
4000	0,7064	0,0847	-0,2188	0,0823	0,9252	0,0024	-0,0354	0,0940
4100	0,7911	0,0806	-0,1355	0,0785	0,9276	0,0021	0,0586	0,0896
4200	0,8717	0,0764	-0,0580	0,0751	0,9297	0,0013	0,1482	0,0855
4300	0,9481	0,0731	0,0171	0,0718	0,9310	0,0013	0,2337	0,0817
4400	1,0212	0,0696	0,0889	0,0686	0,9323	0,0010	0,3154	0,0781
4500	1,0908	0,0664	0,1575	0,0659	0,9333	0,0005	0,3935	0,0748
4600	1,1572	0,0634	0,2234	0,0631	0,9338	0,0003	0,4683	0,0716
4700	1,2206	0,0607	0,2865	0,0607	0,9341	0,0000	0,5399	0,0688
4800	1,2813	0,0580	0,3472	0,0582	0,9341	-0,0002	0,6087	0,0660
4900	1,3393	0,0556	0,4054	0,0561	0,9339	-0,0005	0,6747	0,0635
5000	1,3949	0,0533	0,4615	0,0539	0,9384	-0,0007	0,7382	0,0610
5100	1,4482	0,0512	0,5155	0,0521	0,9327	-0,0008	0,7992	0,0587
5200	1,4994	0,0492	0,5675	0,0501	0,9319	-0,0010	0,8579	0,0566
5300	1,5485	0,0470	0,6176	0,0484	0,9309	-0,0013	0,9145	0,0545
5400	1,5956	0,0454	0,6660	0,0467	0,9296	-0,0014	0,9690	0,0526
5500	1,6409	0,0435	0,7127	0,0452	0,9282	-0,0015	1,0216	0,0508
5600	1,6846	0,0420	0,7579	0,0437	0,9267	-0,0017	1,0724	0,0492
5700	1,7265	0,0405	0,8016	0,0423	0,9249	-0,0018	1,1216	0,0474
5800	1,7670	0,0389	0,8439	0,0409	0,9231	-0,0020	1,1690	0,0459
5900	1,8059	0,0376	0,8848	0,0397	0,9211	-0,0021	1,2149	0,0445
6000	1,8435		0,9245		0,9190		1,2594	

Примечание. В графах разностей десятичных логарифмов констант равно-
 мов констант равновесия для последующей и текущей температуры. Так, напри
 3400° абс.

Пользуясь таблицами разностей, можно путем линейной интерполяции лог
 промежуточной температуре.

$\lg K_4 = \lg \frac{P_{NO}}{P_{N_2} P_{O_2}}$	$\Delta \lg K_4$	$\lg K_5 = \lg \frac{P_H^2}{P_{H_2}}$	$\Delta \lg K_5$	$\lg K_6 = \lg \frac{P_O^2}{P_{O_2}}$	$\Delta \lg K_6$	$\lg K_7 = \lg \frac{P_N^2}{P_{N_2}}$	$\Delta \lg K_7$	$T^\circ \text{ абс.}$
-1,7310	0,0946	-1,3482	0,2423	-1,5550	0,2688	-5,3128	0,3878	3100
-1,6364	0,0888	-1,1059	0,2278	-1,2862	0,2525	-4,9250	0,3645	3200
-1,5476	0,0830	-0,8781	0,2146	-1,0337	0,2377	-4,5605	0,3433	3300
-1,4646	0,0790	-0,6635	0,2025	-0,7960	0,2242	-4,2172	0,3239	3400
-1,3856	0,0742	-0,4610	0,1913	-0,5718	0,2118	-3,8933	0,3061	3500
-1,3114	0,0700	-0,2697	0,1812	-0,3600	0,2005	-3,5872	0,2898	3600
-1,2414	0,0660	-0,0885	0,1717	-0,1595	0,1899	-3,2974	0,2747	3700
-1,1754	0,0630	0,0832	0,1630	0,0304	0,1802	-3,0227	0,2609	3800
-1,1124	0,0594	0,2462	0,1550	0,2106	0,1712	-2,7618	0,2480	3900
-1,0530	0,0564	0,4012	0,1475	0,3818	0,1629	-2,5138	0,2361	4000
-0,9966	0,0538	0,5487	0,1405	0,5447	0,1552	-2,2777	0,2250	4100
-0,9428	0,0512	0,6892	0,1341	0,6999	0,1480	-2,0527	0,2148	4200
-0,8916	0,0488	0,8233	0,1280	0,8479	0,1413	-1,8379	0,2052	4300
-0,8428	0,0464	0,9513	0,1223	0,9892	0,1351	-1,6327	0,1962	4400
-0,7964	0,0444	1,0736	0,1171	1,1243	0,1292	-1,4365	0,1879	4500
-0,7520	0,0424	1,1907	0,1122	1,2535	0,1237	-1,2486	0,1801	4600
-0,7096	0,0406	1,3029	0,1075	1,3772	0,1186	-1,0685	0,1728	4700
-0,6690	0,0388	1,4104	0,1031	1,4958	0,1138	-0,8957	0,1659	4800
-0,6302	0,0372	1,5135	0,0991	1,6096	0,1092	-0,7298	0,1595	4900
-0,5930	0,0356	1,6126	0,0951	1,7188	0,1050	-0,5703	0,1533	5000
-0,5574	0,0342	1,7077	0,0915	1,8238	0,1010	-0,4170	0,1477	5100
-0,5232	0,0330	1,7992	0,0881	1,9248	0,0972	-0,2693	0,1423	5200
-0,4902	0,0316	1,8873	0,0848	2,0220	0,0936	-0,1270	0,1372	5300
-0,4586	0,0304	1,9721	0,0818	2,1156	0,0902	0,0102	0,1324	5400
-0,4282	0,0290	2,0539	0,0788	2,2058	0,0870	0,1426	0,1278	5500
-0,3992	0,0284	2,1327	0,0760	2,2928	0,0840	0,2704	0,1235	5600
-0,3708	0,0272	2,2087	0,0735	2,3768	0,0811	0,3939	0,1195	5700
-0,3436	0,0260	2,2822	0,0709	2,4579	0,0784	0,5134	0,1156	5800
-0,3176	0,0252	2,3531	0,0685	2,5363	0,0758	0,6290	0,1120	5900
-0,2924		2,4216		2,6121		0,7410		6000

весия $\Delta \lg K_1$, $\Delta \lg K_2$ и т. д. приведена разность значения десятичных логарифмов, в графе $T=3400^\circ$ абс. приведена разность значений $\lg K$ при 3500 и рифмов констант равновесия определить значения констант равновесия при любой

КОНСТАНТЫ РАВНОВЕСИЯ

T , °C	$K_1 = \frac{P_{CO} P_{CO_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$K_2 = \frac{P_{H_2} P_{H_2O}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$K_{2a} = \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	$K_3 = \frac{P_{OH} P_{H_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$K_4 = \frac{P_{NO}^2}{P_{N_2} P_{O_2}}$	$K_5 = \frac{P_{H_2}^2}{P_{H_2}}$	$K_6 = \frac{P_{O}^2}{P_{O_2}}$	$K_7 = \frac{P_{N}^2}{P_{N_2}}$	T , °C
300	0,1825·10 ⁻⁴⁴	0,1637·10 ⁻³⁹	0,1115·10 ⁻⁴	0,5140·10 ⁻⁴⁶	0,6653·10 ⁻³⁰	0,1813·10 ⁻⁷⁰	0,8191·10 ⁻⁸⁰	0,216·10 ⁻¹¹⁸	300
400	0,3895·10 ⁻³²	0,5759·10 ⁻²⁹	0,6764·10 ⁻³	0,1237·10 ⁻³³	0,4898·10 ⁻²²	0,1811·10 ⁻⁵¹	0,3084·10 ⁻⁵⁸	0,3359·10 ⁻⁸⁷	400
500	0,9886·10 ⁻²⁵	0,1302·10 ⁻²²	0,7593·10 ⁻²	0,3518·10 ⁻²⁶	0,2587·10 ⁻¹⁷	0,4899·10 ⁻⁴⁰	0,2944·10 ⁻⁴⁵	0,1879·10 ⁻⁶⁸	500
600	0,8624·10 ⁻²⁰	0,2333·10 ⁻¹⁸	0,3696·10 ⁻¹	0,3400·10 ⁻²¹	0,3648·10 ⁻¹⁴	0,2153·10 ⁻³²	0,1387·10 ⁻³⁶	0,6218·10 ⁻⁵⁶	600
700	0,2900·10 ⁻¹⁶	0,2614·10 ⁻¹⁵	0,1109	0,1265·10 ⁻¹⁷	0,6489·10 ⁻¹²	0,6425·10 ⁻²⁷	0,2240·10 ⁻³⁰	0,5633·10 ⁻⁴⁷	700
800	0,1277·10 ⁻¹³	0,5156·10 ⁻¹³	0,2475	0,6119·10 ⁻¹⁵	0,3163·10 ⁻¹⁰	0,8426·10 ⁻²³	0,1034·10 ⁻²⁵	0,3010·10 ⁻⁴⁰	800
900	0,1445·10 ⁻¹¹	0,3185·10 ⁻¹¹	0,4537	0,7568·10 ⁻¹³	0,6495·10 ⁻⁹	0,1369·10 ⁻¹⁹	0,4450·10 ⁻²²	0,5230·10 ⁻³⁵	900
1000	0,6331·10 ⁻¹⁰	0,8728·10 ⁻¹⁰	0,7254	0,3604·10 ⁻¹¹	0,7302·10 ⁻⁸	0,5148·10 ⁻¹⁷	0,3631·10 ⁻¹⁹	0,8239·10 ⁻³¹	1000
1100	0,1389·10 ⁻⁸	0,1314·10 ⁻⁸	1,0560	0,8519·10 ⁻¹⁰	0,5277·10 ⁻⁷	0,6676·10 ⁻¹⁵	0,8820·10 ⁻¹⁷	0,2262·10 ⁻²⁷	1100
1200	0,1814·10 ⁻⁷	0,1267·10 ⁻⁷	1,4320	0,1193·10 ⁻⁸	0,2752·10 ⁻⁶	0,3886·10 ⁻¹³	0,8630·10 ⁻¹⁵	0,1673·10 ⁻²⁴	1200
1300	0,1591·10 ⁻⁶	0,8648·10 ⁻⁷	1,8400	0,1116·10 ⁻⁷	0,1112·10 ⁻⁵	0,1220·10 ⁻¹¹	0,4191·10 ⁻¹³	0,4503·10 ⁻²²	1300
1400	0,1020·10 ⁻⁵	0,4501·10 ⁻⁶	2,2660	0,7603·10 ⁻⁷	0,3680·10 ⁻⁵	0,2358·10 ⁻¹⁰	0,1173·10 ⁻¹¹	0,5478·10 ⁻²⁰	1400
1500	0,5087·10 ⁻⁵	0,1885·10 ⁻⁵	2,6990	0,4016·10 ⁻⁶	0,1039·10 ⁻⁴	0,3087·10 ⁻⁹	0,2113·10 ⁻¹⁰	0,3527·10 ⁻¹⁸	1500
1600	0,2074·10 ⁻⁴	0,6615·10 ⁻⁵	3,1350	0,1726·10 ⁻⁵	0,2575·10 ⁻⁴	0,2944·10 ⁻⁸	0,2657·10 ⁻⁹	0,1354·10 ⁻¹⁶	1600
1700	0,7131·10 ⁻⁴	0,2005·10 ⁻⁴	3,5550	0,6250·10 ⁻⁵	0,5738·10 ⁻⁴	0,2162·10 ⁻⁷	0,2486·10 ⁻⁸	0,3393·10 ⁻¹⁵	1700
1800	0,2135·10 ⁻³	0,5383·10 ⁻⁴	3,9670	0,1964·10 ⁻⁴	0,1170·10 ⁻³	0,1277·10 ⁻⁶	0,1819·10 ⁻⁷	0,5961·10 ⁻¹⁴	1800
1900	0,5687·10 ⁻³	0,1303·10 ⁻³	4,3630	0,5475·10 ⁻⁴	0,2213·10 ⁻³	0,6267·10 ⁻⁶	0,1080·10 ⁻⁶	0,7761·10 ⁻¹³	1900
2000	0,1371·10 ⁻²	0,2892·10 ⁻³	4,7410	0,1378·10 ⁻³	0,3926·10 ⁻³	0,2631·10 ⁻⁵	0,5376·10 ⁻⁶	0,7829·10 ⁻¹²	2000
2100	0,3035·10 ⁻²	0,5954·10 ⁻³	5,0970	0,3178·10 ⁻³	0,6595·10 ⁻³	0,9658·10 ⁻⁵	0,2299·10 ⁻⁵	0,6349·10 ⁻¹¹	2100
2200	0,6240·10 ⁻²	0,1149·10 ⁻²	5,4300	0,6797·10 ⁻³	0,1057·10 ⁻²	0,3155·10 ⁻⁴	0,8624·10 ⁻⁵	0,4263·10 ⁻¹⁰	2200
2300	0,2034·10 ⁻¹	0,2094·10 ⁻²	5,7460	0,1361·10 ⁻²	0,1625·10 ⁻²	0,9313·10 ⁻⁴	0,2885·10 ⁻⁴	0,2429·10 ⁻⁹	2300
2400	0,2195·10 ⁻¹	0,3634·10 ⁻²	6,0890	0,2573·10 ⁻²	0,2410·10 ⁻²	0,2516·10 ⁻³	0,8738·10 ⁻³	0,1198·10 ⁻⁸	2400
2500	0,3810·10 ⁻¹	0,6037·10 ⁻²	6,3110	0,4625·10 ⁻²	0,3391·10 ⁻²	0,6284·10 ⁻³	0,2423·10 ⁻³	0,5206·10 ⁻⁸	2500
2600	0,6333·10 ⁻¹	0,9649·10 ⁻²	6,5630	0,7947·10 ⁻²	0,4840·10 ⁻²	0,1464·10 ⁻²	0,6215·10 ⁻³	0,2023·10 ⁻⁷	2600
2700	0,1013	0,1490·10 ⁻¹	6,7940	0,1312·10 ⁻¹	0,6592·10 ⁻²	0,3207·10 ⁻²	0,1487·10 ⁻²	0,7114·10 ⁻⁷	2700
2800	0,1565	0,2233·10 ⁻¹	7,0080	0,2091·10 ⁻¹	0,8786·10 ⁻²	0,6649·10 ⁻²	0,3345·10 ⁻²	0,2289·10 ⁻⁶	2800

2900	0, 2345	0, 3256·10 ⁻¹	7, 2920	0, 3228·10 ⁻¹	0, 1148·10 ⁻¹	0, 1312·10 ⁻¹	0, 7117·10 ⁻²	0, 6797·10 ⁻⁶	2900
3000	0, 3417	0, 4628·10 ⁻¹	7, 3820	0, 4841·10 ⁻¹	0, 1472·10 ⁻¹	0, 2475·10 ⁻¹	0, 1441·10 ⁻¹	0, 1879·10 ⁻⁵	3000
3100	0, 4854	0, 6436·10 ⁻¹	7, 5430	0, 7074·10 ⁻¹	0, 1858·10 ⁻¹	0, 4485·10 ⁻¹	0, 2786·10 ⁻¹	0, 4866·10 ⁻⁵	3100
3200	0, 6744	0, 8770·10 ⁻¹	7, 6900	0, 1009	0, 2310·10 ⁻¹	0, 7836·10 ⁻¹	0, 5174·10 ⁻¹	0, 1189·10 ⁻⁴	3200
3300	0, 9179	0, 1173	7, 8210	0, 1410	0, 2833·10 ⁻¹	0, 1324	0, 9253·10 ⁻¹	0, 2751·10 ⁻⁴	3300
3400	1, 2260	0, 1544	7, 9410	0, 1933	0, 3431·10 ⁻¹	0, 2170	0, 1600	0, 9064·10 ⁻⁴	3400
3500	1, 6100	0, 2000	8, 0480	0, 2601	0, 4115·10 ⁻¹	0, 3459	0, 2680	0, 1278·10 ⁻³	3500
3600	2, 0810	0, 2556	8, 1430	0, 3444	0, 4882·10 ⁻¹	0, 5374	0, 4364	0, 2587·10 ⁻³	3600
3700	2, 6520	0, 3222	8, 2280	0, 4492	0, 5736·10 ⁻¹	0, 8156	0, 6926	0, 5042·10 ⁻³	3700
3800	3, 3340	0, 4017	8, 2990	0, 5780	0, 6677·10 ⁻¹	1, 2120	1, 0730	0, 9191·10 ⁻³	3800
3900	4, 1410	0, 4951	8, 3640	0, 7343	0, 7720·10 ⁻¹	1, 7630	1, 6240	0, 1731·10 ⁻²	3900
4000	5, 0870	0, 6042	8, 4180	0, 9217	0, 8851·10 ⁻¹	2, 5190	2, 4080	0, 3·63·10 ⁻²	4000
4100	6, 1810	0, 7303	8, 4650	1, 1450	0, 1008	3, 5380	3, 5050	0, 5276·10 ⁻²	4100
4200	7, 4420	0, 8750	8, 5060	1, 4070	0, 1141	4, 8890	5, 0100	0, 8857·10 ⁻²	4200
4300	8, 8740	1, 0400	8, 5310	1, 7130	0, 1283	6, 6580	7, 0460	0, 1452·10 ⁻¹	4300
4400	10, 5000	1, 2380	8, 5570	2, 0670	0, 1436	8, 9390	9, 7540	0, 2330·10 ⁻¹	4400
4500	12, 5300	1, 4370	8, 5760	2, 4750	0, 1598	11, 8500	13, 8100	0, 3660·10 ⁻¹	4500
4600	14, 3600	1, 6730	8, 5860	2, 9400	0, 1770	15, 5200	17, 9300	0, 5641·10 ⁻¹	4600
4700	16, 6200	1, 9340	8, 5920	3, 4660	0, 1952	20, 0800	23, 8300	0, 8541·10 ⁻¹	4700
4800	19, 1100	2, 2240	8, 5920	4, 0610	0, 2143	25, 7200	31, 3200	0, 1272	4800
4900	21, 8400	2, 5430	8, 5880	4, 7290	0, 2343	32, 6200	40, 7000	0, 1863	4900
5000	24, 8300	2, 8940	8, 5780	5, 4730	0, 2553	40, 9900	52, 3400	0, 2689	5000
5100	28, 0600	3, 2760	8, 5670	6, 2980	0, 2771	51, 0100	66, 6500	0, 3828	5100
5200	31, 5800	3, 6940	8, 5490	7, 2090	0, 2997	62, 9800	84, 1000	0, 5379	5200
5300	35, 3700	4, 1460	8, 5310	8, 2130	0, 3234	77, 1400	105, 2000	0, 7464	5300
5400	39, 4100	4, 6340	8, 5040	9, 3110	0, 3478	93, 7800	130, 5000	1, 0230	5400
5500	43, 7500	5, 1600	8, 4780	10, 5100	0, 3731	113, 2000	160, 6000	1, 3890	5500
5600	48, 3700	5, 7270	8, 4450	11, 8100	0, 3988	135, 7000	196, 3000	1, 8640	5600
5700	53, 2700	6, 3330	8, 4120	13, 2300	0, 4258	161, 7000	238, 1000	2, 4750	5700
5800	58, 4800	6, 9810	8, 3770	14, 7600	0, 4533	191, 5000	287, 0000	3, 2610	5800
5900	63, 9600	7, 6700	8, 3390	16, 4000	0, 4812	225, 5000	343, 8000	4, 2560	5900
6000	69, 7400	8, 4050	8, 2990	18, 1800	0, 5100	264, 0000	409, 4000	5, 5080	6000

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
ПОЛНОЕ ТЕПЛОСодЕРЖАНИЕ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ I_{pi} ТОПЛИВ ЖРД (в кал/грамм.моль °С)

T° абс.	CO_2	H_2O	CO	OH	NO	H_2	O_2	N_2	H	O	N	T° абс.
300	-93990,0	-57731,4	-26375,1	10107,9	21645,2	46,9	47,9	47,6	52115,6	59183,1	85591,6	300
400	-93049,8	-56919,4	-25676,8	10815,0	22359,2	741,4	758,0	744,9	52612,4	59701,0	86088,4	400
500	-92021,8	-56087,9	-24970,6	11520,4	23082,3	1439,9	1489,1	1447,5	53109,2	60211,5	86585,2	500
600	-91922,2	-55231,2	-24251,1	12226,2	23819,6	2139,0	2244,4	2160,5	53606,0	60717,8	87082,0	600
700	-89763,3	-54341,9	-23514,8	12932,3	24575,0	2841,9	3022,3	2887,8	54102,8	61221,6	87578,8	700
800	-88555,2	-53423,8	-22760,8	13643,8	25348,0	3547,8	3819,9	3631,1	54599,6	61723,7	88075,6	800
900	-87304,7	-52478,7	-21990,0	14362,8	26138,9	4258,4	4634,0	4390,5	55096,4	62224,8	88572,4	900
1000	-86022,6	-51505,4	-21204,1	15091,4	26944,4	4976,2	5461,5	5165,0	55593,2	62724,9	89069,2	1000
1100	-84709,6	-50505,1	-20404,6	15830,0	27762,9	5702,7	6300,3	5953,2	56090,0	63224,5	89566,0	1100
1200	-83371,8	-49477,2	-19593,3	16579,6	28592,1	6438,5	7148,6	6753,7	56586,8	63723,7	90062,8	1200
1300	-82013,4	-48423,2	-18711,7	17340,3	29430,5	7184,3	8005,1	7565,1	57083,6	64222,5	90559,6	1300
1400	-80637,2	-47344,3	-17941,0	18112,0	30276,7	7940,5	8869,0	8386,0	57580,4	64721,0	91056,4	1400
1500	-79245,6	-46242,2	-17102,6	18894,4	31129,6	8707,3	9739,6	9215,1	58077,2	65219,3	91553,2	1500
1600	-77840,4	-45118,5	-16257,6	19686,8	31988,3	9484,4	10616,5	10051,6	58574,0	65717,4	92050,0	1600
1700	-76423,0	-43974,5	-15406,8	20488,7	32852,0	10271,7	11499,4	10894,5	59070,8	66215,4	92546,8	1700
1800	-74995,0	-42812,4	-14550,7	21299,6	33720,6	11068,8	12388,1	11743,0	59567,6	66713,2	93043,6	1800
1900	-73557,4	-41633,7	-13690,1	22118,9	34592,1	11875,2	13282,6	12596,6	60064,4	67211,1	93540,5	1900
2000	-72111,2	-40440,1	-12825,5	22945,9	35467,6	12690,4	14182,7	13454,7	60561,2	67708,8	94037,4	2000
2100	-70657,4	-39232,8	-11957,3	23780,2	36346,2	13514,0	15088,3	14316,8	61058,8	68206,6	94534,3	2100
2200	-69196,4	-38013,1	-11085,9	24621,3	37227,6	14345,5	15999,5	15182,5	61554,8	68704,4	95031,3	2200
2300	-67729,0	-36782,1	-10211,5	25468,6	38111,6	15184,5	16916,1	16051,5	62051,6	69202,3	95528,5	2300
2400	-66255,6	-35540,7	-9334,4	26321,9	38997,9	16030,8	17838,2	16923,4	62548,4	69700,4	96025,8	2400
2500	-64776,6	-34289,9	-8454,9	27180,6	39886,4	16883,9	18765,7	17798,0	63045,2	70198,6	96523,4	2500
2600	-63292,4	-33030,3	-7573,2	28044,5	40776,8	17743,5	19698,4	18675,1	63542,0	70697,1	97021,4	2600
2700	-61803,2	-31762,6	-6689,5	28913,1	41669,1	18609,5	20636,4	19554,5	64038,3	71195,9	97519,8	2700
2800	-60309,3	-30487,6	-5803,9	29786,4	42563,2	19481,3	21579,4	20436,0	64535,6	71695,0	98018,9	2800

2900	-58811,1	-29205,7	-4916,6	30664,0	43458,9	20358,9	22527,3	21319,5	65032,4	72194,6	98518,6	2900
3000	-57308,8	-27917,4	-4027,6	31545,8	44356,3	21242,1	23480,0	22204,7	65529,2	72694,8	99019,2	3000
3100	-55802,6	-26623,4	-3136,0	32431,6	45255,1	22130,6	24437,3	23091,6	66026,0	73195,5	99520,9	3100
3200	-54292,7	-25324,1	-2244,0	33321,1	46155,4	23024,4	25399,1	23980,2	66522,3	73696,8	100023,3	3200
3300	-52779,2	-24020,0	-1350,7	34214,2	47057,1	23923,3	26365,2	24870,2	67019,6	74198,9	100528,0	3300
3400	-51262,4	-22711,4	-456,2	35110,7	47960,2	24827,2	27335,5	25761,6	67516,4	74701,8	101033,9	3400
3500	-49742,4	-21398,7	+439,6	36010,6	48864,5	25736,0	28309,7	26654,3	68013,2	75205,4	101541,6	3500
3600	-48219,2	-20082,2	1336,4	36913,7	49770,0	26649,6	29287,8	27548,3	68510,0	75710,0	102051,4	3600
3700	-46693,2	-18762,1	2234,4	37819,9	50676,7	27568,0	30269,5	28443,5	69006,8	76215,5	102563,3	3700
3800	-45164,4	-17438,7	3133,4	38729,1	51584,6	28491,0	31254,7	29339,3	69503,6	76722,0	103077,7	3800
3900	-43632,8	-16112,2	4033,4	39641,2	52493,6	29418,5	32243,2	30237,2	70000,4	77229,5	103594,8	3900
4000	-42098,6	-14782,8	4934,4	40556,0	53403,8	30350,5	33234,8	31135,6	70497,2	77738,1	104114,7	4000
4100	-40561,8	-13450,7	5836,3	41473,6	54315,0	31286,9	34229,4	32035,0	70994,0	78247,8	104637,7	4100
4200	-39022,6	-12116,1	6739,2	42393,8	55227,3	32227,6	35226,8	32935,4	71490,8	78758,6	105164,0	4200
4300	-37480,9	-10779,1	7643,0	43316,6	56140,6	33172,5	36226,8	33836,6	71987,6	79270,6	105693,8	4300
4400	-35936,8	-9439,9	8547,7	44241,9	57054,9	34121,7	37229,3	34738,8	72484,4	79783,8	106227,3	4400
4500	-34390,5	-8098,6	9453,2	45169,7	57970,2	35074,9	38234,1	35641,9	72981,2	80298,1	106764,6	4500
4600	-32841,8	-6755,2	10359,5	46099,9	58886,5	36032,1	39241,2	36545,8	73478,0	80813,7	107305,9	4600
4700	-31291,0	-5409,8	11266,5	47032,5	59803,8	36993,4	40250,4	37450,6	73974,8	81330,5	107851,4	4700
4800	-29737,8	-4062,4	12174,3	47967,5	60722,1	37958,6	41261,6	38356,2	74471,6	81848,5	108401,1	4800
4900	-28182,6	-2713,2	13082,9	48904,8	61641,4	38927,7	42274,6	39262,6	74968,4	82367,7	108955,4	4900
5000	-26625,0	-1362,0	13992,1	49844,3	62561,7	39900,5	43289,3	40169,8	75465,2	82888,1	109514,1	5000
5100	-25065,4	-9,0	14902,1	50786,0	63483,0	40877,2	44305,7	41077,8	75962,0	83409,7	110077,6	5100
5200	-23503,4	+1346,0	15812,7	51729,7	64405,3	41857,6	45323,7	41986,5	76458,8	83932,5	110645,8	5200
5300	-21939,4	2702,8	16724,1	52675,6	65328,5	42841,6	46343,1	42896,1	76955,6	84456,6	111218,9	5300
5400	-20373,0	4061,4	17636,1	53623,5	66252,6	43829,3	47363,9	43806,3	77452,4	84981,8	111796,9	5400
5500	-18804,6	5422,0	18548,7	54573,4	67177,7	44820,5	48386,0	44717,4	77949,2	85508,2	112380,0	5500
5600	-17233,8	6784,3	19462,3	55525,3	68103,8	45813,5	49409,9	45629,1	78446,0	86035,8	112968,1	5600
5700	-15661,0	8148,5	20376,1	56479,1	69030,9	46813,1	50333,8	46541,6	78942,6	86564,6	113561,4	5700
5800	-14085,8	9514,5	21290,7	57434,9	69958,9	47815,1	51459,4	47454,9	79439,8	87094,5	114159,9	5800
5900	-12508,6	10882,3	22206,0	58392,5	70887,8	48820,1	52485,9	48368,8	79936,4	87625,5	114763,7	5900
6000	-10929,0	12251,9	23121,9	59351,9	71817,7	49828,5	53513,4	49283,5	80433,2	88157,7	115372,8	6000

Примечание. Значения полных теллосдержаний даны в *калл/граммоль* $^{\circ}\text{C}$. Для перевода их в *калл/граммоль* $^{\circ}\text{C}$ значения, взятые из таблицы, следует делить на 1000.

ТАБЛИЦА ЭНТРОПИЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ $S_{0,t}$ ТОПЛИВ ЖРД (в кал/граммоль °С)

T° абс.	CO_2	H_2O	CO	OH	NO	H_2	O_2	N_2	H	O	N	T° абс.
0												0
298,16	51,061	45,106	47,301	43,888	50,339	31,211	49,011	45,767	27,3927	38,4689	36,6145	298,16
300	51,116	45,154	47,342	43,934	50,384	31,253	49,056	45,809	27,4232	38,5010	36,6450	300
400	53,815	47,490	49,352	45,978	52,436	33,250	51,098	47,818	28,8524	39,9915	38,0742	400
500	56,113	49,344	50,927	47,553	54,048	34,809	52,728	49,385	29,9610	41,1308	39,1828	500
600	58,109	50,903	52,238	48,840	55,392	36,084	54,105	50,685	30,8667	42,0540	40,0885	600
700	59,895	52,269	53,373	49,927	56,556	37,167	55,303	51,805	31,6326	42,8307	40,8544	700
800	61,507	53,490	54,379	50,877	57,589	38,108	56,368	52,797	32,2959	43,5011	41,5177	800
900	62,980	54,599	55,287	51,723	58,520	38,946	57,327	53,692	32,8811	44,0914	42,1029	900
1000	64,3310	55,6180	56,1160	52,4910	59,3700	39,7040	58,1990	54,5090	33,4045	44,6183	42,6263	1000
1100	65,5822	56,5712	56,8779	53,1949	60,1500	40,3963	58,9983	55,2601	33,8780	45,0945	43,0998	1100
1200	66,7461	57,4654	57,5837	53,8470	60,8715	41,0365	59,7364	55,9565	34,3103	45,5288	43,5321	1200
1300	67,8334	58,3090	58,2413	54,4559	61,5425	41,6334	60,4220	56,6060	34,7079	45,9281	43,9297	1300
1400	68,8532	59,1084	58,8569	55,0278	62,1696	42,1938	61,0622	57,2143	35,0761	46,2975	44,2979	1400
1500	69,8132	59,8687	59,4353	55,5675	62,7580	42,7227	61,6628	57,7863	35,4188	46,6413	44,6406	1500
1600	70,7200	60,5939	59,9806	56,0788	63,3122	43,2243	62,2287	58,3261	35,7395	46,9628	44,9613	1600
1700	71,5792	61,2873	60,4964	56,5650	63,8358	43,7016	62,7640	58,8371	36,0407	47,2646	45,2625	1700
1800	72,3955	61,9515	60,9857	57,0285	64,3319	44,1571	63,2719	59,3221	36,3246	47,5492	45,5464	1800
1900	73,1727	62,5887	61,4510	57,4714	64,8034	44,5931	63,7555	59,7836	36,5932	47,8184	45,8151	1900
2000	73,9145	63,2010	61,8945	57,8956	65,2524	45,0112	64,2172	60,2237	36,8480	48,0737	46,0699	2000
2100	74,6238	63,7900	62,3181	58,3027	65,6811	45,4130	64,6590	60,6443	37,0904	48,3166	46,3124	2100
2200	75,3034	64,3574	62,7234	58,6939	66,0912	45,7998	65,0829	61,0471	37,3215	48,5481	46,5436	2200
2300	75,9557	64,9045	63,1121	59,0705	66,4841	46,1728	65,4904	61,4333	37,5494	48,7695	46,7646	2300
2400	76,5828	65,4328	63,4854	59,4337	66,8613	46,5329	65,8828	61,8044	37,7538	48,9814	46,9763	2400
2500	77,1865	65,9434	63,8444	59,7842	67,2240	46,8812	66,2614	62,1614	37,9566	49,1848	47,1794	2500
2600	77,7687	66,4374	64,1902	60,1230	67,5732	47,2183	66,6272	62,5054	38,1515	49,3803	47,3747	2600
2700	78,3307	66,9159	64,5238	60,4508	67,9100	47,5451	66,9812	62,8373	38,3390	49,5686	47,5628	2700
2800	78,8740	67,3796	64,8458	60,7684	68,2351	47,8622	67,3241	63,1579	38,5196	49,7501	47,7443	2800

2900	79,3997	67,8294	65,1572	61,0764	68,5494	48,1702	67,6568	63,4679	38,6940	49,9254	47,9197	2900
3000	79,9090	68,2661	65,4586	61,3753	68,8537	48,4696	67,9797	63,7680	38,8624	50,0950	48,0894	3000
3100	80,4029	68,6904	65,7506	61,6658	69,1484	48,7609	68,2935	64,0588	39,0253	50,2592	48,2639	3100
3200	80,8822	69,1029	66,0338	61,9482	69,4342	49,0447	68,5990	64,3409	39,1830	50,4183	48,4135	3200
3300	81,3480	69,5042	66,3087	62,2230	69,7117	49,3213	68,8963	64,6148	39,3359	50,5728	48,5687	3300
3400	81,8008	69,8949	66,5757	62,4906	69,9813	49,5911	69,1859	64,8809	39,4842	50,7229	48,7197	3400
3500	82,2414	70,2754	66,8354	62,7515	70,2434	49,8545	69,4683	65,1397	39,6282	50,8689	48,8669	3500
3600	82,6705	70,6463	67,0880	63,0059	70,4985	50,1119	69,7439	65,3915	39,7681	51,0111	49,0105	3600
3700	83,0886	71,0080	67,3340	63,2542	70,7469	50,3635	70,0128	65,6368	39,9043	51,1496	49,1508	3700
3800	83,4963	71,3609	67,5738	63,4966	70,9891	50,6097	70,2756	65,8758	40,0368	51,2846	49,2880	3800
3900	83,8941	71,7054	67,8076	63,7336	71,2252	50,8506	70,5323	66,1089	40,1658	51,4165	49,4223	3900
4000	84,2826	72,0420	68,0357	63,9652	71,4556	51,0866	70,7834	66,3364	40,2916	51,5452	49,5539	4000
4100	84,6620	72,3710	68,2584	64,1917	71,6806	51,3178	71,0290	66,5585	40,4142	51,6711	49,6830	4100
4200	85,0329	72,6926	68,4760	64,4135	71,9005	51,5445	71,2693	66,7754	40,5340	51,7942	49,8099	4200
4300	85,3957	73,0071	68,6887	64,6306	72,1154	51,7668	71,5046	66,9875	40,6509	51,9147	49,9345	4300
4400	85,7507	73,3150	68,8966	64,8434	72,3256	51,9850	71,7351	67,1949	40,7651	52,0326	50,0572	4400
4500	86,0982	73,6164	69,1001	65,0518	72,5312	52,1992	71,9609	67,3979	40,8767	52,1482	50,1779	4500
4600	86,4386	73,9117	69,2993	65,2563	72,7326	52,4096	72,1822	67,5965	40,9859	52,2615	50,2969	4600
4700	86,7721	74,2011	69,4944	65,4569	72,9299	52,6164	72,3993	67,7911	41,0928	52,3727	50,4142	4700
4800	87,0991	74,4847	69,6855	65,6537	73,1232	52,8196	72,6122	67,9818	41,1973	52,4817	50,5299	4800
4900	87,4198	74,7629	69,8728	65,8470	73,3128	53,0194	72,8210	68,1687	41,2998	52,5888	50,6442	4900
5000	87,7344	75,0359	70,0565	66,0368	73,4987	53,2159	73,0261	68,3520	41,4002	52,6939	50,7571	5000
5100	88,0433	75,3038	70,2367	66,2233	73,6812	53,4093	73,2273	68,5318	41,4985	52,7972	50,8687	5100
5200	88,3466	75,5669	70,4136	66,4065	73,8602	53,5997	73,4250	68,7082	41,5950	52,8988	50,9790	5200
5300	88,6445	75,8254	70,5872	66,5867	74,0361	53,7871	73,6192	68,8815	41,6896	52,9986	51,0882	5300
5400	88,9373	76,0794	70,7576	66,7639	74,2088	53,9717	73,8100	69,0516	41,7825	53,0968	51,1962	5400
5500	89,2251	76,3290	70,9251	66,9382	74,3786	54,1536	73,9975	69,2188	41,8736	53,1933	51,3032	5500
5600	89,5081	76,5745	71,0897	67,1097	74,5454	54,3328	74,1819	69,3831	41,9632	53,2884	51,4092	5600
5700	89,7865	76,8159	71,2514	67,2785	74,7095	54,5095	74,3632	69,5446	42,0511	53,3820	51,5142	5700
5800	90,0604	77,0535	71,4105	67,4447	74,8709	54,6837	74,5416	69,7034	42,1375	53,4742	51,6183	5800
5900	90,3301	77,2873	71,5670	67,6084	75,0297	54,8555	74,7171	69,8596	42,2224	53,5649	51,7215	5900
6000	90,5955	77,5175	71,7209	67,7697	75,1860	55,0250	74,8898	70,0134	42,3059	53,6544	51,8238	6000

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н., Газовая динамика воздушно-реактивных двигателей, изд. БНТ, 1947.
2. Болгарский А. В. и Шукин В. К., Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях, Оборонгиз, 1953.
3. Брицке Э. В., Термохимические константы неорганических веществ, Изд. АН СССР, 1949.
4. Ваничев А. П., Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур, изд. БНТ, 1947.
5. Ваничев А. П. и Кнорре Г. Ф., Обобщенные расчетные формулы газового анализа, изд. БНТ, 1946.
6. Вукалович М. П. и др., Термодинамические свойства газов, Машгиз, 1953.
7. Глушко В. П., Жидкое топливо для реактивных двигателей, изд. ВВИА им. Н. Е. Жуковского, ч. I, 1936.
8. Гухман А. А. и Илюхин Н. В., Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью, Машгиз, 1951.
9. Душкин Л. С., Основные положения общей теории реактивного движения, в сб. «Реактивное движение», № 1, ОНТИ, 1935.
10. Зельдович Я. Б. и Полярный А. И., Расчеты тепловых процессов при высокой температуре, изд. БНТ, 1947.
11. Иноземцев Н. В. и Зуев В. С., Авиационные газотурбинные двигатели, Оборонгиз, 1949.
12. Иноземцев Н. В., Основы термодинамики и кинетики химических реакций, Машгиз, 1950.
13. Кнорре Г. Ф., Топочные процессы, Госэнергоиздат, 1951.
14. Кожевникова Т., Крылья нашей родины, Госкультпросветиздат, 1953.
15. Кондратюк Ю. В., Завоевание межпланетных пространств, Оборонгиз, 1947.
16. Королев С. П., Ракетный полет в стратосфере, Воениздат, 1934.
17. Лангемак Г. Э. и Глушко В. П., Ракеты, их устройство и применение, ОНТИ, 1935.
18. Левинсон Я. И., Аэродинамика больших скоростей, Оборонгиз, 1950.
19. Ломакин А. Я., Центробежные и пропеллерные насосы, ГОНТИ, 1950.
20. Малков М. П. и Павлов К. Ф., Справочник по глубокому охлаждению, Гостехиздат, 1947.
21. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.
22. Сушков В. В., Техническая термодинамика, Госэнергоиздат, 1953.
23. Федулов И. Ф. и Қиреев В. А., Учебник физической химии, Госхимиздат, 1952.
24. Цандер Ф. А., Проблема полета при помощи ракетных аппаратов, Оборонгиз, 1947.
25. Циолковский К. Э., Труды по ракетной технике, Оборонгиз, 1947.
26. Моторные топлива, масла и жидкости, т. I, Гостоптехиздат, 1953.
27. Обзорный бюллетень авиамоторостроения, № 12, Изд. ЦИАМ, 1948.
28. Справочник машиностроителя, т. I, Машгиз, 1950.
29. Справочник химика, Госхимиздат, 1951.

30. Терминология ЖРД, изд. АН СССР, 1953.
31. Техническая энциклопедия. Справочник физических, химических и технологических величин, т. 1—10, «Советская энциклопедия», 1927.
32. Физика и химия реактивного движения, сб. № 2. Под редакцией проф. Соколова, Издательство иностранной литературы, 1948.
33. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 3, 4, 8 и 11, Машгиз, 1948.
34. Боден И., Зейферт Г., Милс М. и Саммерфилд М, Некоторые проблемы теплопередачи и охлаждения ракетных двигателей, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 3 (2), Издательство иностранной литературы, 1952.
35. Коой И. и Ютенбогарт И., Динамика ракет, Оборонгиз, 1950.
36. Молес Г., Использование ракетных двигателей для самолетов, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 1 (7), Издательство иностранной литературы, 1952.
37. Саттон Д., Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.
38. Уимпресс Р. Н., Внутренняя баллистика пороховых ракет, Издательство иностранной литературы, 1952.
39. Фелинг Г. и Лесер Т., Теоретическое определение истинного состава продуктов сгорания в кислороде и кислородно-азотных смесях при температурах до 2500° С и атмосферном давлении, в сб. «Вопросы горения», № 2, Издательство иностранной литературы, 1953.
40. Цукров М. и Уорнер К., Применение белой дымящейся азотной кислоты и топлива AN-F-58 в качестве реактивного топлива, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 3, Издательство иностранной литературы, 1951.
41. Эклинд К., Управляемые снаряды, в сб. «Вопросы ракетной техники», № 2, Издательство иностранной литературы, 1951.
42. Журнал американского ракетного общества, № 82, 1950.
43. Журнал американского ракетного общества, т. 22, № 3, 1952.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

К главе I

- Гильзин К. А., Ракетные двигатели, Оборонгиз, 1950.
- Иноземцев Н. В. и Зуев В. С., Авиационные газотурбинные двигатели, Оборонгиз, 1949, гл. I.
- Цандер Ф. А., Проблемы полета при помощи ракетных аппаратов, Оборонгиз, 1947.
- Циолковский К. Э., Труды по ракетной технике, Оборонгиз, 1947.

К главе II

- Иноземцев Н. В., Основы термодинамики и кинетики химических реакций, Машгиз, 1950.
- Сушков В. В., Техническая термодинамика, Госэнергоиздат, 1953.
- Федулов Н. Ф. и Қиреев В. А., Учебник физической химии, Госхимиздат, 1952.

К главе III

- Абрамович Г. Н., Прикладная газовая динамика, Гостехтеоретиздат, 1953.
- Левинсон Я. И., Аэродинамика больших скоростей, Оборонгиз, 1950.

К главе IV

- Болгарский А. В. и Щукин В. К., Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях, Оборонгиз, 1953, гл. II.
- Саттон Д., Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952, гл. III.

К главе V и VI

Ваничев А. П., Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур, изд. БНТ, 1947.

Моторные топлива масла и жидкости, т. I, Моторные топлива, Гостоптехиздат, 1953.

К главе VII

Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.

К главе VIII, IX, X

Саттон Д., Ракетные двигатели, Издательство иностранной литературы, 1952.

Болгарский А. В. и Шукин В. К., Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях, Оборонгиз, 1953, гл. II.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.
3

Предисловие

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Глава I. Общие сведения о реактивных двигателях</i>	5
§ 1. Жидкостный ракетный двигатель	5
§ 2. Реактивные силы	6
§ 3. Сила тяги жидкостного ракетного двигателя	9
Вывод уравнения силы тяги	9
Удельная тяга	13
§ 4. Реактивный двигатель — двигатель прямой реакции	14
Двигатели прямой и непрямой реакции	14
Различные виды двигателей прямой реакции	15
Отличие ЖРД от других видов реактивных двигателей	18
Преобразование энергии в ракетном двигателе	19
§ 5. Классификация жидкостных ракетных двигателей	20
Классификация ЖРД по типу применяемых топлив	20
Классификация ЖРД по способу сжатия и подачи компонентов топлива	22
Классификация ЖРД по назначению	23
§ 6. Области применения ЖРД	23
Космические ракеты	23
Ракеты для исследования высоких слоев атмосферы	24
Ракеты дальнего действия	25
Зенитные ракеты с ЖРД	28
Самолетные ЖРД	29
Летающие бомбы и торпеды с ЖРД	30
Ускорители старта с ЖРД	32
§ 7. Краткий исторический обзор развития жидкостных ракетных двигателей	32
<i>Глава II. Необходимые сведения из термодинамики</i>	41
§ 8. Основные свойства газов	41
§ 9. Энергетические характеристики газов	42
Первый закон термодинамики	42
Внутренняя тепловая энергия и теплосодержание газа	43
Химическая энергия и полное теплосодержание	49
§ 10. Термодинамические процессы в газах	50
Изменение параметров состояния газа при политропических процессах	51
Работа, совершаемая при термодинамических процессах	52
Превращение энергии при политропических процессах	53
Адиабатический процесс	54

	<i>Стр.</i>
§ 11. Второй закон термодинамики	55
Определение закона	55
Энтропия	56
Энтропия и вероятность состояния газа	58
Обратимость в термодинамических процессах	58
Подсчет численного значения энтропии	60
§ 12. Термодинамические процессы в химически активных га- зах	62
Диссоциация продуктов сгорания	62
Обратимость химических реакций	63
Химическое равновесие в газовой смеси	64
Константа равновесия химической реакции	66
Влияние температуры и давления на состав продуктов сгорания	69
§ 13. Равновесное и неравновесное расширение продуктов сго- рания	71
Равновесное расширение	71
Неравновесное расширение	73
<i>Глава III. Необходимые сведения из газовой динамики</i>	<i>75</i>
§ 14. Основные законы движения газа	75
Уравнение сохранения массы	75
Уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли)	76
§ 15. Скорость звука в газе	78
Скорость звука	78
Вывод формулы для вычисления скорости звука	79
Скорость звука в реагирующем газе	83
Зависимость скорости звука от температуры	84
Скорость звука в движущемся газе	85
Максимальная скорость газа	86
§ 16. Критическая скорость газа и особые свойства сверхзву- кового потока	87
Критическая скорость	87
Число M	88
Понятие о скачках уплотнения	89
Температура торможения	90
§ 17. Элементарная теория сверхзвукового сопла	90
Форма сверхзвукового сопла	90
Критический перепад давления	92
Связь между размерами критического сечения сопла и параметрами газа на входе в сопло	94
Изменение параметров газового потока по длине сопла	96
<i>Глава IV. Термодинамический цикл жидкостного ракетного двигателя</i>	<i>101</i>
§ 18. Цикл жидкостного ракетного двигателя	101
Идеальный цикл ЖРД	101
Соотношение между идеальным циклом и реальными процессами в ЖРД	103
Соотношение между работой цикла и удельной тягой ЖРД	105
§ 19. Система коэффициентов полезного действия ракетного двигателя	106
К. п. д. цикла	106
К. п. д. сгорания	106
К. п. д. расширения	107
Учет затраты рабочего тела на работу системы подачи Энергетическая и импульсная системы к. п. д.	108 109

§ 20. Термический коэффициент полезного действия идеального цикла	109
Вывод уравнения термического к. п. д. идеального цикла	109
Термический к. п. д. цикла двигателя, работающего на расчетном режиме	111
§ 21. Нерасчетные режимы работы ЖРД	113
Возможность возникновения нерасчетных режимов работы двигателя	113
Возникновение нерасчетных режимов при изменении высоты работы двигателя	114
Возникновение нерасчетных режимов при регулировании тяги ЖРД	115
Возможность существования режима перерасширения	117
§ 22. Термический к. п. д. ЖРД с постоянным соплом на нерасчетных режимах	118
Потеря работы при нерасчетных режимах	118
Изменение η_c двигателя с постоянным соплом при изменении ϵ	120
§ 23. Регулирование сопла ЖРД	121
Регулирование сопла при изменении высоты	121
Регулирование сопла при изменении тяги двигателя путем изменения расхода	122
§ 24. Характеристики ЖРД	123
Расходная характеристика	124
Высотная характеристика	125
Глава V. Топлива жидкостных ракетных двигателей	129
§ 25. Требования к топливам	129
Основные требования к топливам	129
Конструктивные требования к топливам	131
Эксплуатационные требования к топливам	132
§ 26. Термохимические характеристики горючего, окислителя и топлива	133
Весовой состав горючего и окислителя	133
Теоретически необходимое количество окислителя	136
Коэффициент избытка окислителя	138
Весовой состав топлива	140
§ 27. Теплосодержание топлива	141
Физическое теплосодержание топлива	141
Химическая энергия и теплота образования	141
Система отсчета полных теплосодержаний	143
Подсчет полных теплосодержаний горючего, окислителя и топлива	145
Полное теплосодержание продуктов сгорания топлива	148
Связь между полным теплосодержанием и величиной теплотворной способности топлива	149
§ 28. Топлива на основе азотной кислоты и других окислов азота	152
Азотная кислота	152
Присадки к азотной кислоте	153
Тетранитрометан как окислитель	154
Горючие топлив на основе азотной кислоты и окислов азота. Самовоспламеняющиеся топлива	156
§ 29. Топлива на основе жидкого кислорода и перекиси водорода	159
Жидкий кислород	159
Горючие топлив на основе жидкого кислорода	160

	Стр.
Перекись водорода	161
Горючие топлив на основе перекиси водорода	162
Применение перекиси водорода для получения парогаса	163
§ 30. Перспективные топлива для ЖРД	163
Металлические горючие и фтористые окислители	164
Компоненты топлив с повышенной теплотой образования	165
Возможности использования в ракетных двигателях атомной энергии	166
Глава VI. Тепловой расчет камеры двигателя	174
§ 31. Определение температуры и состава продуктов сгорания простейшего топлива	174
Составление системы уравнений для определения состава продуктов сгорания	174
Решение системы уравнения для определения состава продуктов сгорания	176
Влияние давления и температуры на состав продуктов сгорания	179
§ 32. Составление системы уравнений для определения состава и температуры продуктов сгорания в камере двигателя	180
Составление уравнений реакций диссоциации	181
Составление уравнений баланса элементов	184
Дополнительные уравнения для определения состава и температуры продуктов сгорания	185
Окончательный вид системы уравнений и пути разрешения ее	186
§ 33. Решение системы уравнений для определения состава продуктов сгорания топлив, не содержащих азота	189
Система уравнений для определения состава продуктов сгорания	190
Порядок решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания	190
§ 34. Решение системы уравнений для определения состава продуктов сгорания топлив, содержащих азот	194
Система уравнений для определения состава продуктов сгорания	194
Приведение полученной системы уравнений к рабочим формулам	196
Порядок решения системы уравнений для определения состава продуктов сгорания	199
§ 35. Тепловой расчет камеры двигателя	201
Определение теоретической температуры и состава продуктов сгорания в камере двигателя	201
Определение энтропии продуктов сгорания в камере сгорания	201
Расчет состава и температуры газа на срезе сопла	202
Определение скорости истечения	203
Определение теоретической удельной тяги и размеров сопла	204
Тепловой расчет ЖРД по диаграмме полное теплосодержание — энтропия	205
§ 36. Влияние температуры, давления в камере двигателя и соотношения компонентов топлива на параметры ЖРД	207
Влияние температуры	207
Влияние давления в камере сгорания	208
Влияние соотношения компонентов в топливе	210

	<i>Стр.</i>
§ 37. Экспериментальные коэффициенты двигателя и расчет действительной удельной тяги	210
Коэффициент удельной тяги	210
Экспериментальное определение коэффициента камеры и коэффициента сопла (φ_k и φ_c)	212
Тепловой расчет двигателя с учетом экспериментальных коэффициентов	214
§ 38. Примеры расчета сгорания и истечения	215
Тепловой расчет ЖРД, работающего на азотосодержащем топливе	215
Расчет состава продуктов сгорания топлива, не содержащего азота	227
Глава VII. Охлаждение жидкостных ракетных двигателей	231
§ 39. Основные сведения из курса теплопередачи	231
Передача тепла	231
Теплообмен путем теплопроводности	232
Теплообмен путем конвекции	233
Формулы для подсчета коэффициента теплоотдачи	235
Лучистый теплообмен	238
Лучистый теплообмен в газах	241
§ 40. Теплообмен в ЖРД	243
Физическая картина процесса теплообмена в ЖРД	243
Особенности теплообмена в ЖРД	244
Зависимость $T_{г.ст}$ от скорости движения охлаждающей жидкости	245
Влияние поверхностного кипения охлаждающей жидкости на величину $T_{г.ст}$	246
Зависимость $T_{г.ст}$ от теплопроводности материала камеры двигателя λ	247
Зависимость $T_{г.ст}$ от толщины стенки камеры двигателя $\delta_{ст}$	248
Влияние давления в камере сгорания на величину $T_{г.ст}$ и q_g	248
Влияние температуры в камере сгорания на величину $T_{г.ст}$	249
§ 41. Расчет наружного охлаждения	249
Схемы наружного охлаждения	249
Порядок расчета наружного охлаждения камеры двигателя	251
Определение конвективных удельных тепловых потоков в стенку камеры двигателя	252
Определение лучистых удельных тепловых потоков и суммарного теплового потока в стенку камеры двигателя	257
Проверка наличия необходимого количества охлаждающей жидкости и определение ее подогрева на каждом участке	258
Определение коэффициента теплоотдачи от жидкостной стенки к охлаждающей жидкости $\alpha_{ж.ст}$ и температуры жидкостной стенки камеры двигателя $T_{ж.ст}$	259
Проверка соответствия принятого и рассчитанного распределения температуры газовой стенки $T_{г.ст}$	260
§ 42. Формы охлаждающих трактов камер двигателя	261
Щелевой канал	261
Охлаждающий тракт в виде винтового щелевого канала	262
§ 43. Пример расчета наружного охлаждения камеры двигателя	264
§ 44. Другие виды охлаждения ЖРД	270
Внутреннее охлаждение	271

Смешанное охлаждение	275
Защита стенок камеры двигателя от прогорания с помощью покрытий или путем аккумуляции тепла	276

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

<i>Глава VIII. Проектирование камеры двигателя</i>	<i>282</i>
§ 45. Процесс сгорания в камере сгорания ЖРД	282
Особенности процесса сгорания в камере сгорания ЖРД	282
Схема протекания процесса сгорания	283
§ 46. Определение объема камеры сгорания ЖРД	284
Определение объема камеры сгорания по времени пребывания топлива в камере	285
Определение объема камеры сгорания по приведенной длине камеры	286
Определение объема камеры сгорания по теплонпряженности	287
Определение объема камеры сгорания по литровой тяге	288
§ 47. Формы камер сгорания	289
Шарообразные камеры сгорания	289
Цилиндрические камеры сгорания	294
Конические камеры сгорания	297
§ 48. Проектирование сопла камеры двигателя	298
Основные требования к конструкции сопла	298
Потери в сопле и способы уменьшения их	299
Расчет геометрических размеров сопел различных типов	301
§ 49. Форсунки для распыла топлива	302
Струйные форсунки	305
Расчет струйных форсунок	305
Центробежные форсунки	308
Движение жидкости по центробежной форсунке	309
Расчет центробежных форсунок	313
§ 50. Смесеобразование в ЖРД и проектирование головок	314
Процесс смесеобразования и требования к нему	314
Типы головок ЖРД	315
Размещение на головке форсунок и других устройств	316
Порядок проектирования головки	320
§ 51. Общие вопросы проектирования камеры двигателя	321
Материалы, применяемые для изготовления камеры	321
Условия работы материала стенок камеры двигателя	323
Некоторые замечания по конструкции камеры	326
Примерный порядок проектирования камеры двигателя	326
§ 52. Запуск и остановка ЖРД	327
Основные требования к запуску и остановке ЖРД	327
Классификация ЖРД по условиям эксплуатации	328
Способы зажигания	329
Остановка двигателя	330
<i>Глава IX. Системы подачи жидкостных ракетных двигателей</i>	<i>333</i>
§ 53. Типы систем подачи	333
Основные элементы систем подачи	333
Насосная система подачи	333
Баллонная и другие вытеснительные системы подачи	335
§ 54. Проектирование баков	336
Типы баков и требования, предъявляемые к ним	336

	<i>Стр.</i>
Геометрические формы и взаимное расположение баков	337
Внутреннее устройство баков	340
Расчет объема баков	341
Расчет баков на прочность	343
Материалы для баков	344
§ 55. Расчет размера баллона и запаса газа при баллонной подаче	346
Изменение температуры вытесняющего газа в процессе подачи	346
Расчет объема баллона и запаса газа	348
Расчет баллонов на прочность	350
Выбор начального давления в баллоне	351
§ 56. Расчет порохового и жидкостного аккумуляторов давления	352
Устройство и работа порохового аккумулятора давления	352
Расчет размеров шашки ПАД	353
Расчет жидкостного аккумулятора давления	357
§ 57. Редуктор давления газа	358
Устройство и работа редуктора	358
Работа редуктора обратного действия	359
Характеристики редуктора обратного действия	361
Требования, предъявляемые к редукторам ЖРД	366
Порядок расчета редуктора	366
Расчет размеров клапана редуктора	367
Определение затяжки пружин Q_1 и Q_2 и поверхности F_m	369
§ 58. Пример расчета редуктора	370
§ 59. Насосы для подачи компонентов	374
Схема центробежного насоса и основные величины, характеризующие его. Коэффициент быстроходности	375
План скоростей и направление лопаток на входе в колесо	377
План скоростей на выходе из колеса	380
Теоретический напор, создаваемый насосом	382
Гидравлические потери в колесе и гидравлический к. п. д.	384
Работа и мощность насоса, к. п. д. насоса	386
§ 60. Расчет насосов, применяемых в ЖРД	387
Порядок расчета центробежного насоса	387
Пример расчета центробежного насоса	396
Расчет шестеренчатых насосов	401
§ 61. Кавитация и выбор числа оборотов насоса	404
Сущность явления кавитации	404
Расчет насоса на кавитацию	406
Напор на всасывании насоса и его определение	408
§ 62. Турбины, турбонасосные агрегаты и парогазогенераторы ЖРД	412
Одноступенчатая активная турбина	413
Активная турбина с двумя ступенями скорости	416
Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4	417
Турбонасосный агрегат двигателя «Вальтер»	419
Насосы двигателей Р-3395 и Р-3390	423
Парогазогенераторы ЖРД	429
Порядок расчета турбонасосного агрегата и парогазогенератора	431
§ 63. Арматура систем подачи ЖРД	435
Арматура баков	435
Отсечные и обратные клапаны	436
Прочая арматура	440

§ 64. Определение гидравлических потерь в системе подачи ЖРД	443
Определение гидравлических потерь в охлаждающем тракте камеры двигателя	444
Определение гидравлических потерь в трубопроводах и арматуре	447
Глава X. Описание схем выполненных жидкостных ракетных двигателей	451
§ 65. Схема двигателя ракеты А-4	451
Заправка двигателя и подготовка его к запуску	452
Запуск двигателя и выход его на главную ступень	454
Работа двигателя в полете и остановка его	455
§ 66. Схемы двигателей зенитных ракет	456
Схема двигателя ракеты «Вассерфаль»	456
Схема двигателя ракеты «Шметтерлинг»	457
Схема двигателя зенитной неуправляемой ракеты «Тайфун»	459
§ 67. Схемы самолетных двигателей различного назначения	460
Схема самолетного двигателя «Вальтер»	460
Схема самолетного ускорителя маневра	463
Схема двигателя летающей бомбы	465
Схема двигателя «Шмиддинг»	466
Приложения:	
1. Таблицы десятичных логарифмов констант равновесия	469
2. Константы равновесия	472
3. Полное теплосодержание продуктов сгорания $I_{пi}$ топлив ЖРД (в кал/граммоль °С)	474
4. Таблица энтропий продуктов сгорания S_{oi} топлив ЖРД (в кал/граммоль °С)	476
Литература	478
Рекомендуемая литература	479

Геннадий Борисович Синярев
и *Мстислав Владимирович Добровольский*
ЖИДКОСТНЫЕ РАКЕТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Издательский редактор *Г. Ф. Лосева*
Технич. редактор *И. М. Зудакин*

Г-15130 Подписано в печать 17/X 1955 г. Учетно-изд. л. 34,49.
Формат бумаги 60×92¹/₁₆=16,38 бум. л.— 31,75 печ. л., в т/ч. 5 вкл.
Цена в пер. 13 р. 60 к. Зак. 456/1424

Типография Оборонгиза

Замеченные опечатки

Гр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
99	1 сверху	$\left(\frac{1}{p_2}\right)^{n_{из}}$	$\left(\frac{p}{p_2}\right)^{n_{из}}$	тип.
110	12 снизу	$(T_d - T_1)$	$(T_d - T_e)$	авт.
175 (в части тиража)	5 сверху	$+\frac{1}{2} O$	$+\frac{1}{2} O_2$	тип.
258 (в части тиража)	3 снизу	q_i	$q_{\Sigma i}$	тип.
288	19 снизу	(IV. 20)	(IV. 10)	тип.
335	14 сверху	3920 z	3920 л	тип.
467	табл. 29 10 колонка 6 снизу	190	149	авт.