

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 определенное 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 концентрические 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.

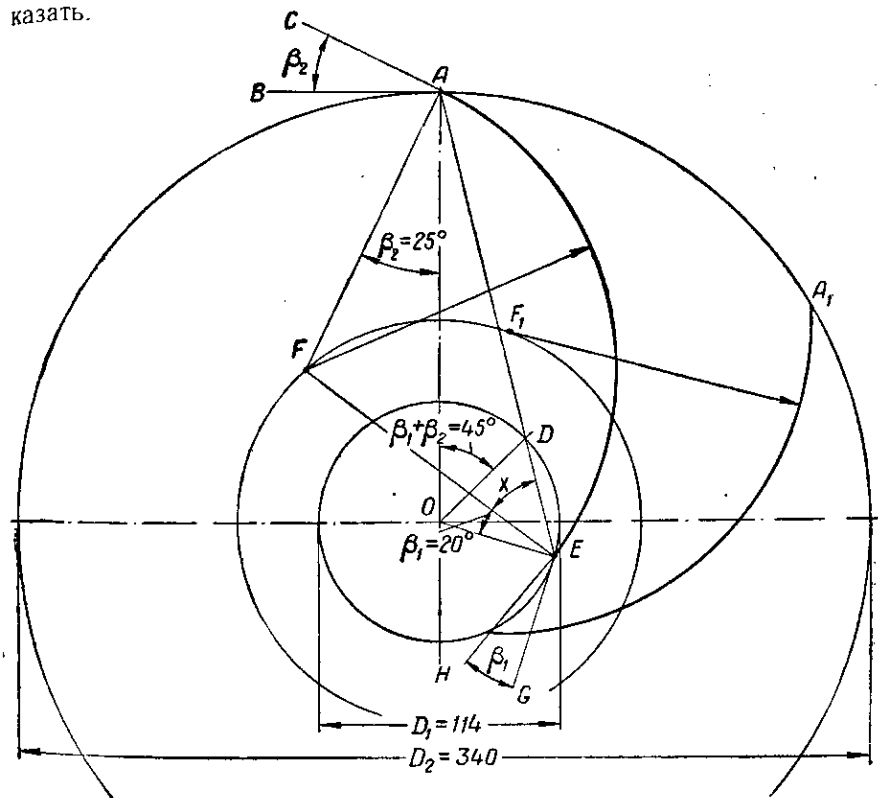
Построение будет правильным, если:

- 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.

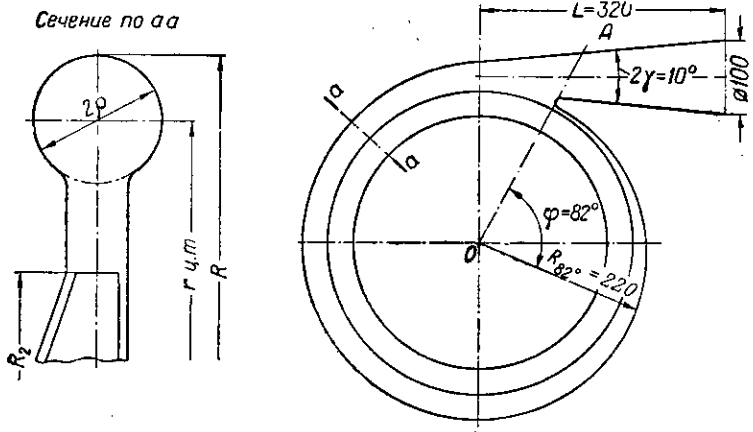
Улитка насоса проектируется на основе следующих положений.

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_φ 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)

$$H = 10 \frac{\Delta p_n}{\gamma} = 10 \frac{p_{\text{под}} - p_{\text{вх}}}{\gamma} = 10 \frac{(20 - 0,2)}{0,781} = 254 \text{ м.}$$

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

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N_n}{n} = 71\,620 \frac{272}{4200} = 4620 \text{ кгсм.}$$

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')

$$D_o = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{Q_o}{n}} = 4,5 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{0,0753}{4200}} = 118 \text{ мм.}$$

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

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = 74,8 - \frac{8,32}{0,466} = 56,9 \text{ м/сек};$$

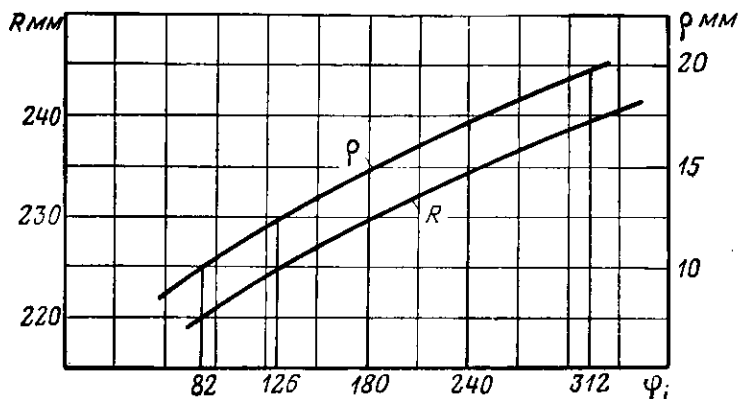
$$c_{2u} R_2 = 56,9 \frac{0,340}{2} = 9,67 \text{ м}^2/\text{сек.}$$

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

$$L = \frac{D_{\text{вых}} - 2r_{\text{вых}}}{2 \operatorname{tg} \gamma}; \quad (\text{IX. 133})$$

$$L = \frac{0,100 - 0,045}{2 \cdot 0,086} = 0,320 \text{ м} = 320 \text{ мм}.$$

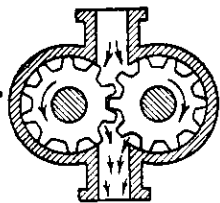
Расчет шестеренчатых насосов

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 приближенно 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

$$u = \frac{\pi D n}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{\pi z m n}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{\pi \cdot 3 \cdot 12 \cdot 16\,000 \cdot 10^{-3}}{60} = 30 \text{ м/сек.}$$

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

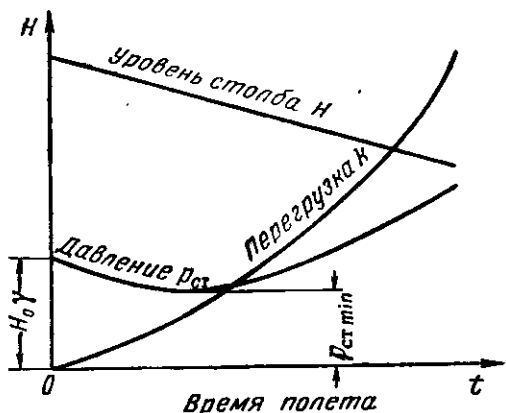
$$p_{ст} = H \rho j + H \gamma \sin \theta.$$

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.

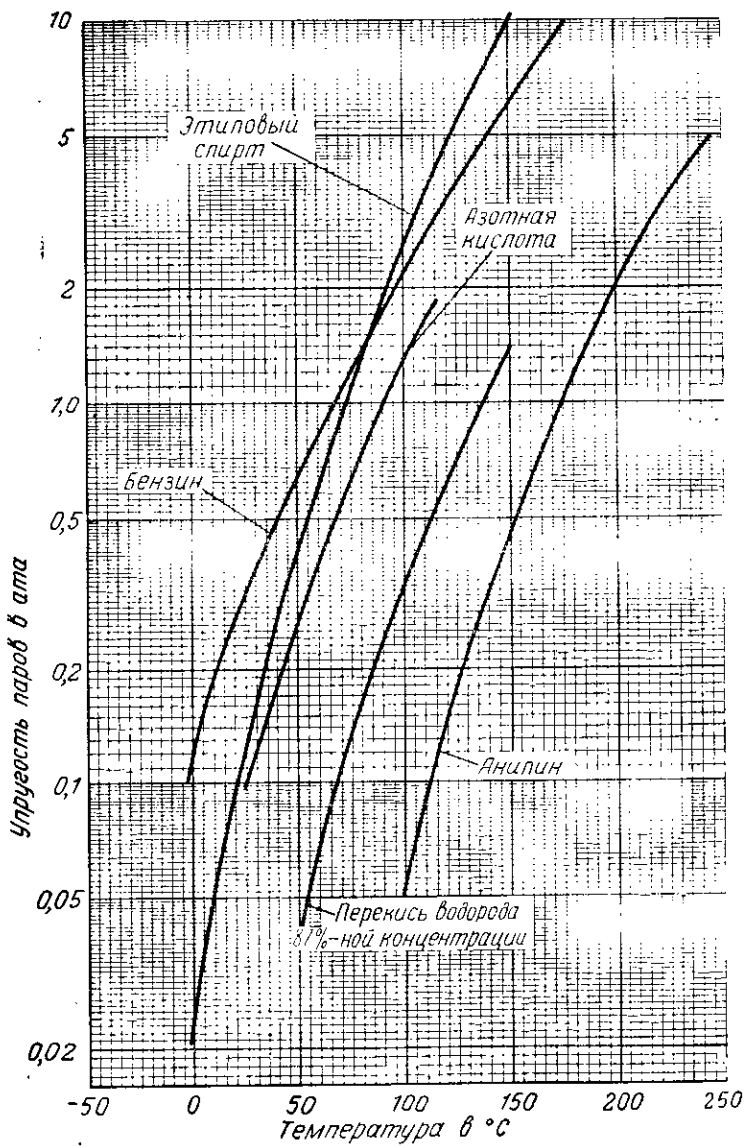
Данные о величинах давления насыщенных паров некоторых компонентов топлив ЖРД приведены на фиг. 155.

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 противокавитационных 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.

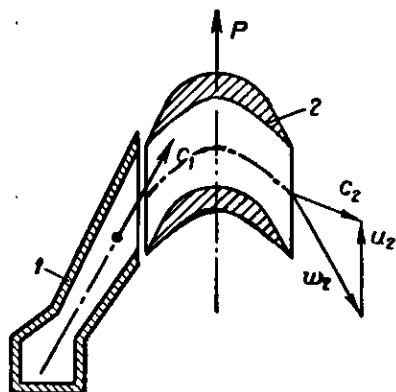
Турбина, используемая для привода насосов ЖРД, работает и получает необходимую мощность за счет усилия P , возникающего на окружности рабочего колеса.

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 ободу 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 сопел; c_2 —абсолютная скорость выхода парогаза из колеса турбины; u_1 —направление относительной скорости парогаза на выходе из колеса; u_2 —окружная 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 одиоступенчатой 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 .

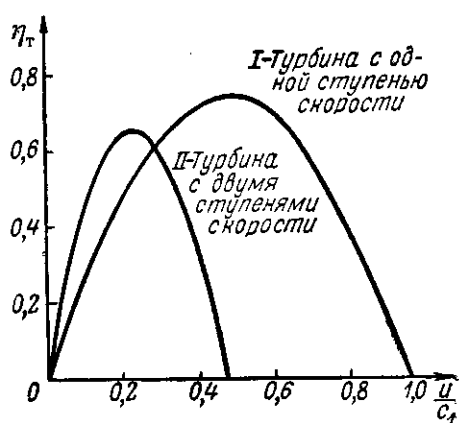
Скорость u зависит от диаметра колеса турбины и числа оборотов его. Для достижения высокого к. п. д. одноступенчатой активной турбины необходимо иметь высокие окружные скорости u (порядка 500 м/сек). Увеличение u за счет увеличения диаметра колеса D является невыгодной мерой, так как это приводит к возрастанию габаритов, а следовательно, и веса турбины. Возрастающие 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.

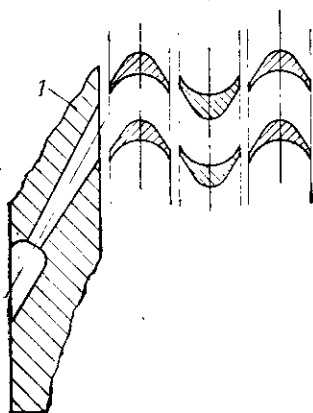
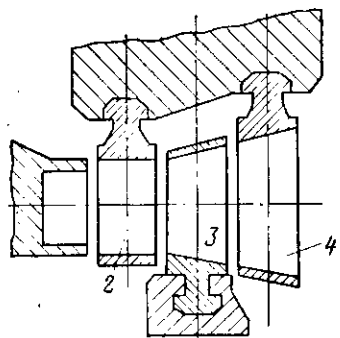
При этом значении $\frac{u}{c_1}$ одноступенчатая активная турбина имела бы очень низкий к. п. д.: порядка 0,25. Поэтому в ЖРД чаще используются активные турбины с двумя ступенями скорости.



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.

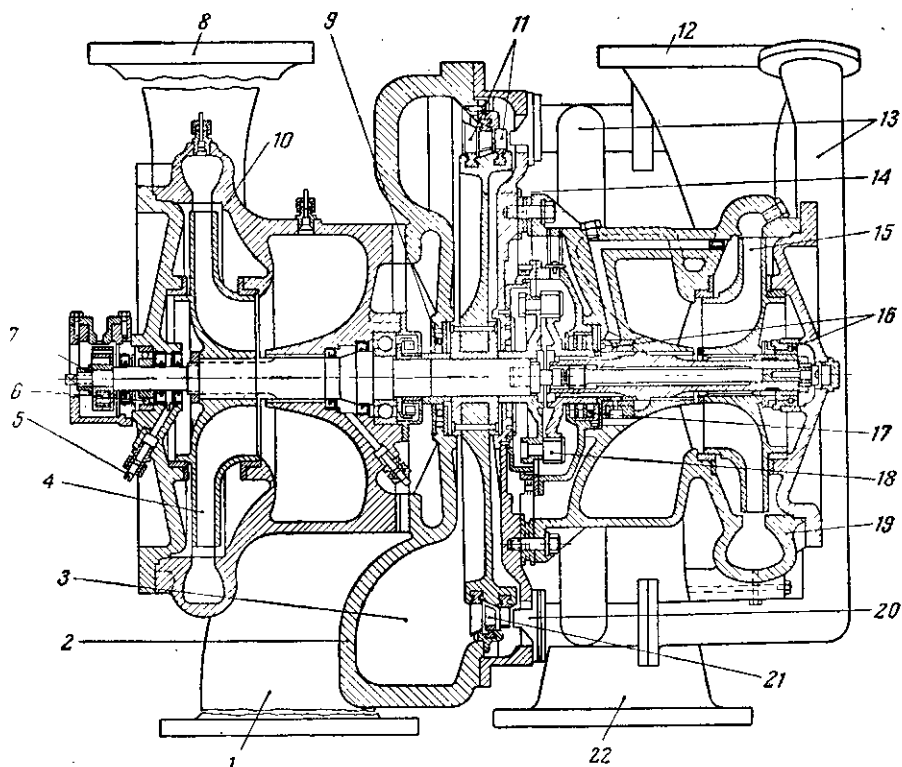
В турбине ракеты А-4 проточная часть турбины выполнена так, как показано на схеме фиг. 158. Парогаз высокого давления расширяется в неподвижных соплах 1. Затем он проходит через лопатки колеса турбины 2 и попадает на неподвижные лопатки направляющего аппарата 3, в котором изменяет свое направление так, 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 парагаза в корпусе возможен только тогда, когда расход парагаза через турбину невелик и

Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4

Турбонасосный агрегат двигателя ракеты А-4 показан на фиг. 159¹. Он представляет собой одновальный 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.

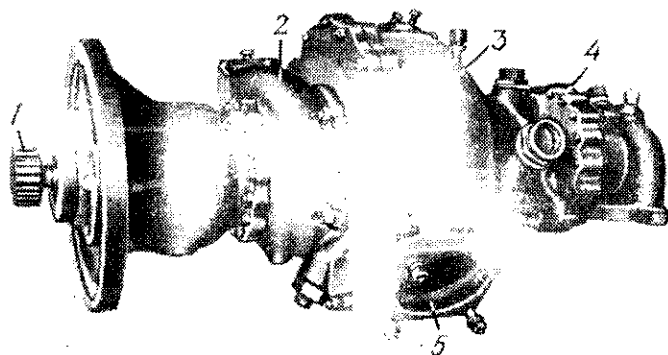
Насос жидкого кислорода имеет более высокий коэффициент быстроходности ($n_s=74$), чем насос спирта, и более благоприятную форму колеса. Уплотнение колеса кислородного насоса выполнено так же, как и уплотнение колеса спиртового насоса. Подшипники вала кислородного насоса 16 скользящие; смазка их осуществляется 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 шлифованного 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.

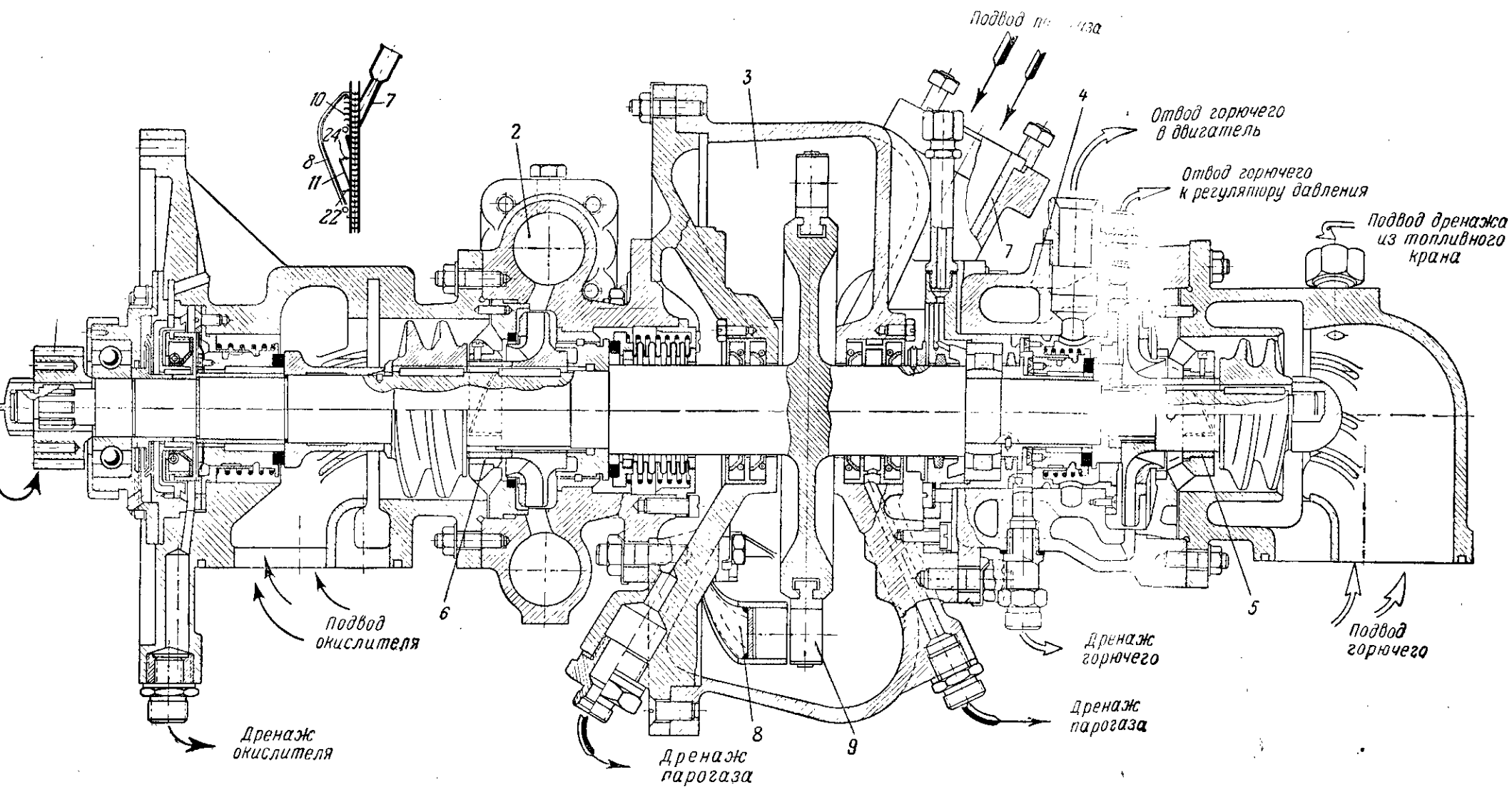
Для предотвращения утечки компонентов из насосов и парагаза из турбины вдоль вала, на нем расположены специальные узлы уплотнений. Компоненты топлива и парагаз, просочившиеся через уплотнения, отводятся по отдельным трубкам. Таким образом, исключается возможность их смешения. Расположение дренажных отверстий 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-

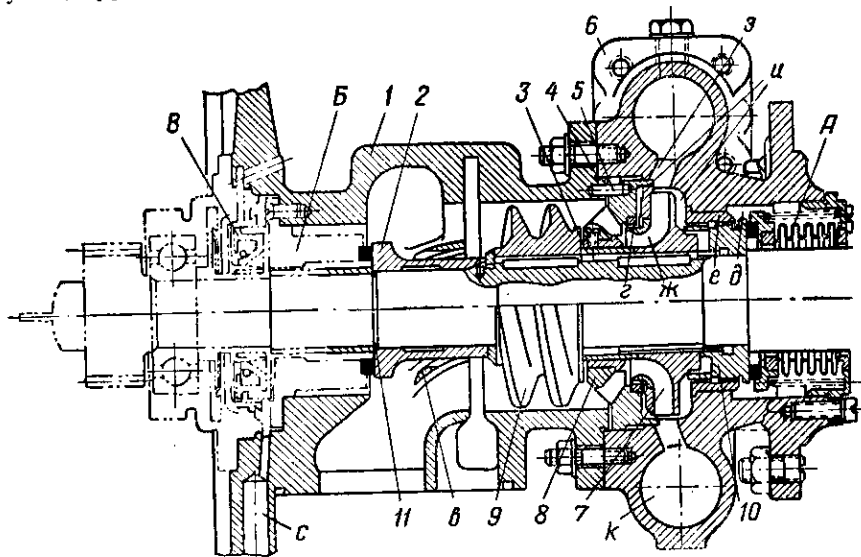


Фиг 161. Разрез турбонасосного агрегата двигателя «Вальтер».

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 (манжетного типа); ж—кольцо лабиринтного уплотнения; з—полость низкого давления (всасывания); и—направляющий аппарат на выходе; к—полость высокого давления; л—коллектор; м—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

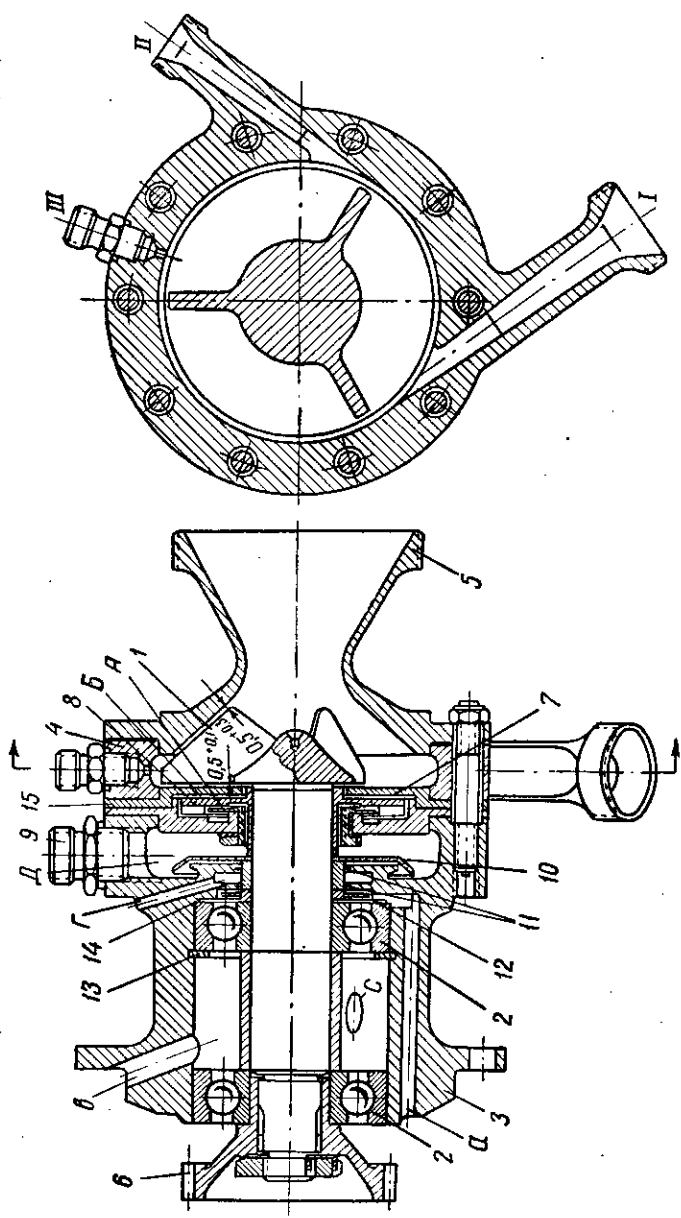
Насос для азотной кислоты к двигателю Р-3395 конструктивно выполнен отдельным узлом (фиг. 163). Крыльчатка с тремя радиальными лопастями изготовлена заодно с валом из хромоникелевой стали. Вал вращается в двух шарикоподшипниках 2, расположенных в подшипниковой камере 3.

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 торцом 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—крыльчатка; 2—шарикоподшипники; 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—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—подость между уплотняющим кольцом 7 и гладким торцом диска гидравлического затвора; Б—подость 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 подшипниковую 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.

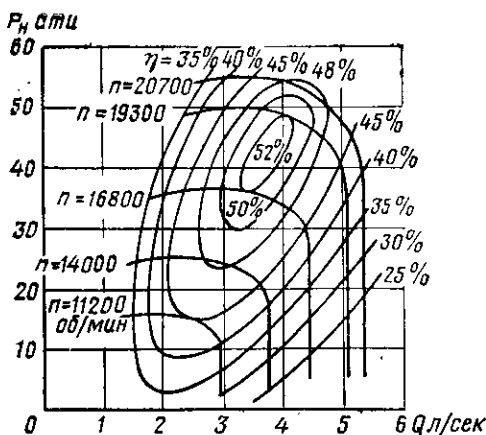
Просочившаяся через уплотнение жидкость попадает в полость Д и отводится через дренажный штуцер 9 наружу. Чтобы предотвратить попадание утечки компонента и паров азотной кислоты из полости Д в полость подшипниковой камеры, установлен отражатель 10 и два уплотняющих кольца 11 из специальной пластмассы. 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.

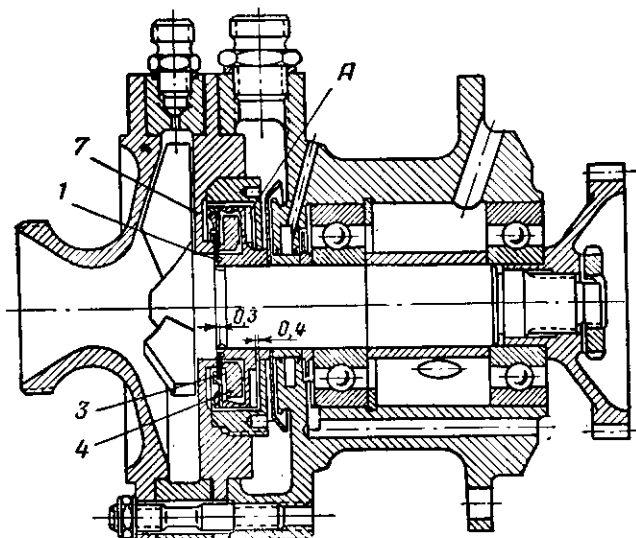
P_n —давление на выходе; Q —производительность; n —число оборотов вала; η —к. п. д. насоса.

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. Торце 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.

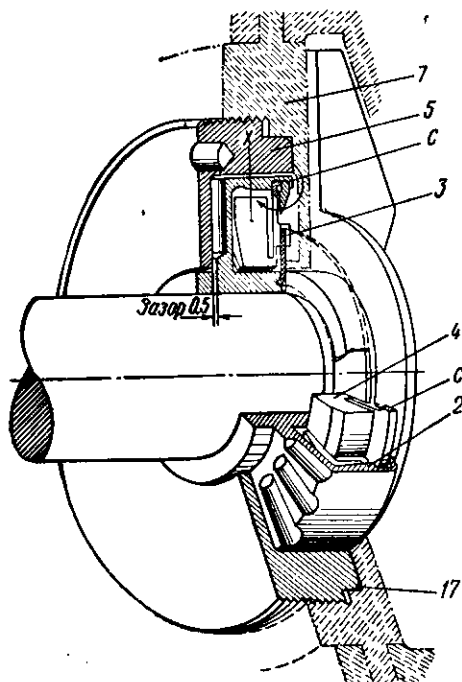


Фиг. 165. Разрез центробежного насоса для горючего двигателя Р-3395.

1—вал крыльчатки; 3—уплотняющая пластина; 4—разрезная упругая шайба; 7—фланец.

А—лопатки гидравлического затвора

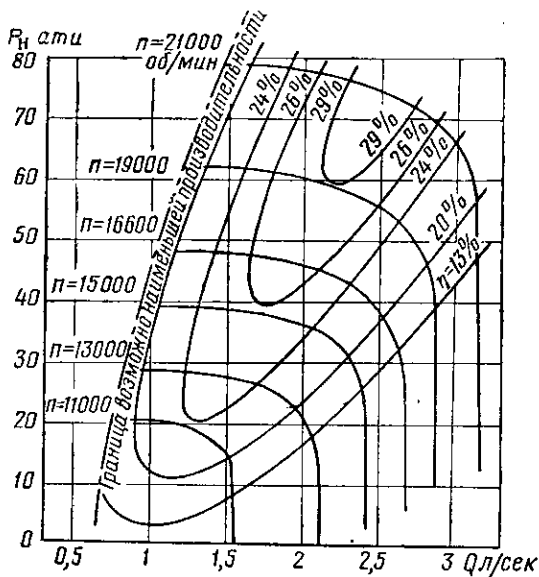
(на фиг. 165 и 166 детали обозначены одинаковыми номерами).



Фиг. 166. Узел уплотнения насоса горючего.

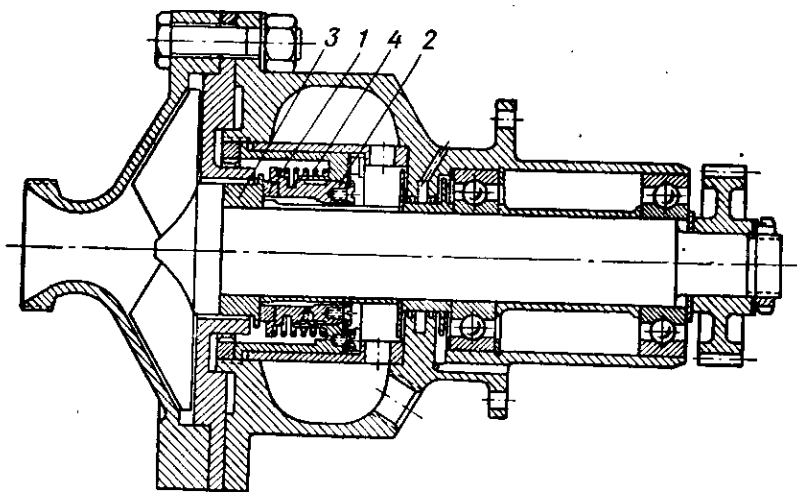
2—корпус гидравлического затвора; 5—корпус уплотнения; 17—уплотняющее кольцо; с—кромка шайбы 4.

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.

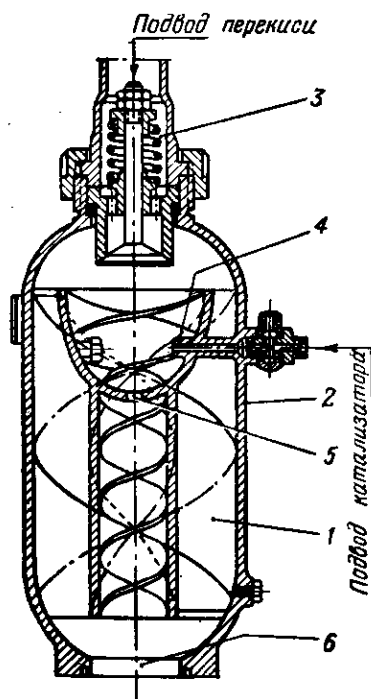
Поперек струи перекиси направляется струя раствора перманганата, впрыскиваемого через боковую струйную форсунку 4. В верхней части реактора происходит смешение перекиси и катализатора.

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.

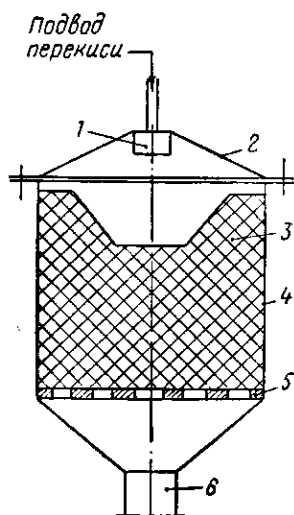
Реактор на твердом катализаторе устроен более просто. На фиг. 170 представлена схема парогазогенератора двигателя «Вальтер». Детали его показаны на фиг. 171.

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.

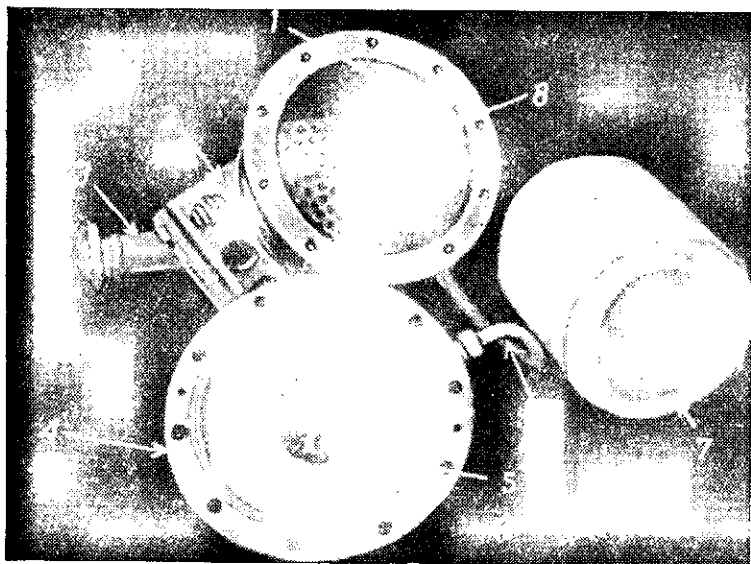
1—форсуночная головка; 2—крышка; 3—пакет катализатора; 4—корпус реактора; 5—перегородка; 6—отводящая труба.

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.

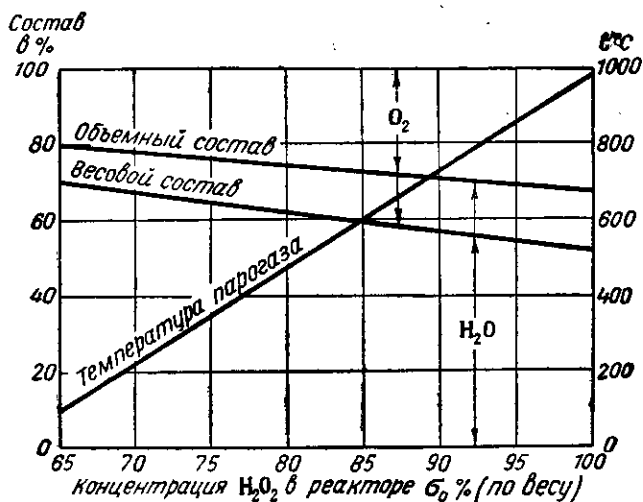
Если подробный расчет турбины не проводится, то секундный расход парогаса можно определить для турбин, аналогичных тур-

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

$$G_{\text{кат}} = \frac{G_{\text{п.г}}}{s} \text{ кг.} \quad (\text{IX. 165})$$

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.

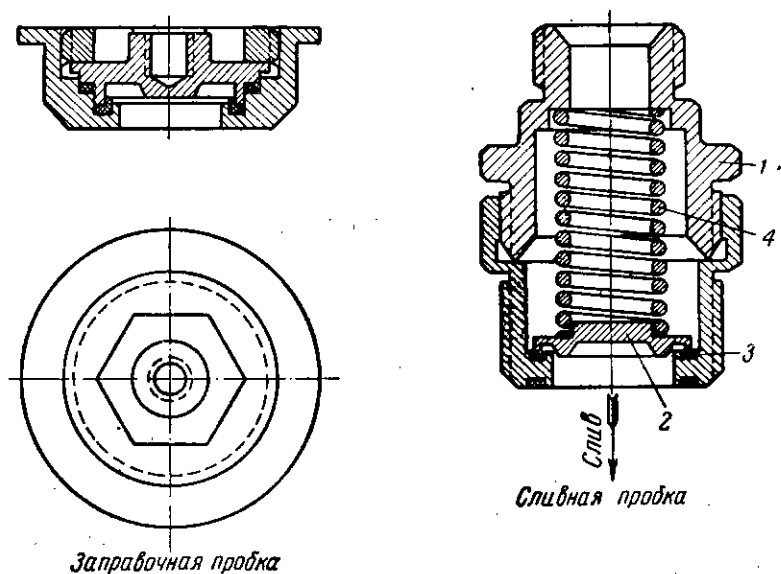
Другой тип заборника, обеспечивающий непрерывную подачу компонента при маневрах ракеты, показан на фиг. 134,б. Это так называемый вращающийся заборник, посаженный на центральную трубу бака. При действии на жидкость инерционных сил они действуют также и на заборник и поворачивают его вслед за жидкостью.

Другие устройства, обеспечивающие непрерывность поступления компонентов, описаны в § 54.

На фиг. 173 показаны заправочная и сливная пробки.

Устройство заправочной пробки понятно 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.

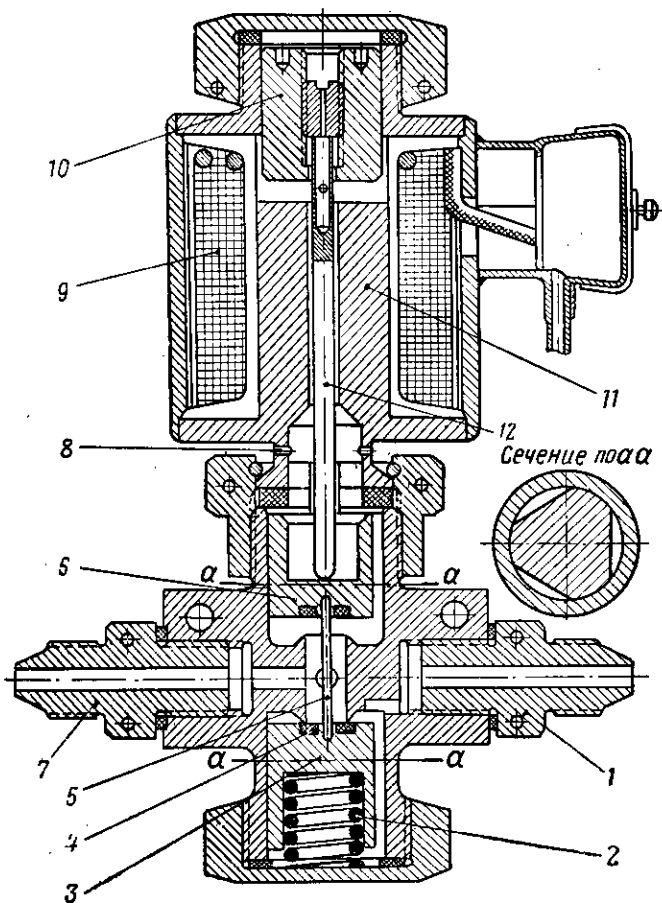
Ниже приведены примеры конструкций клапанов ЖРД.

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.

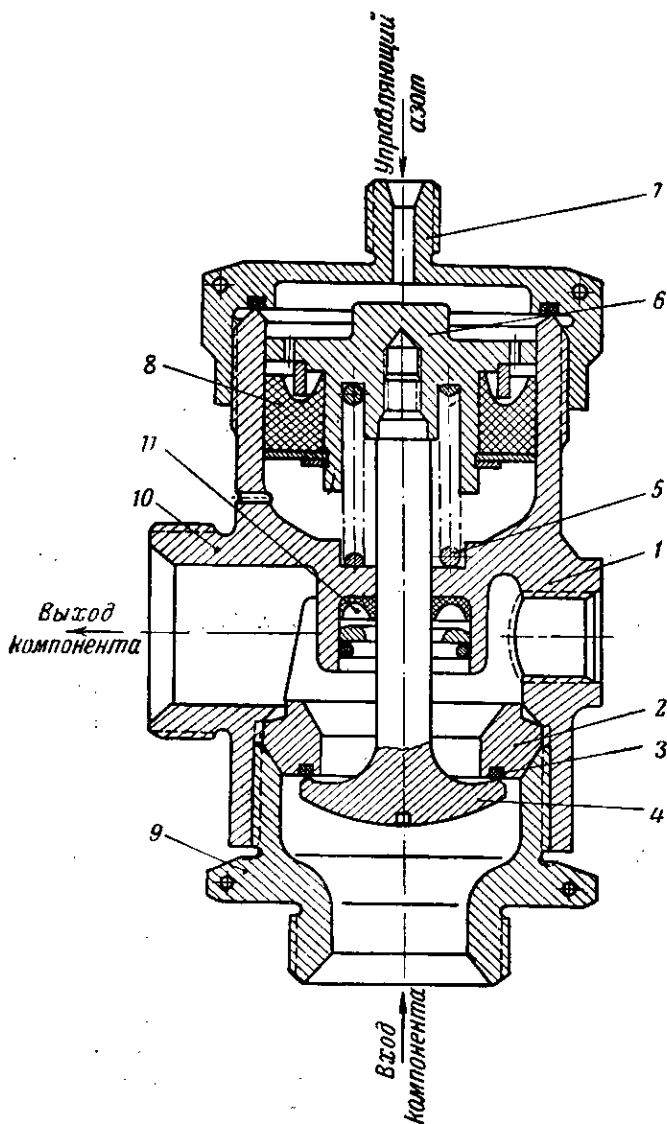
В системах подачи ЖРД встречаются также двоянные или тройные клапаны, в которых один сервопоршень открывает два или три клапана на линиях различных компонентов или же на параллельных линиях одного компонента. Передача движения от сервопоршня к клапанам в этом случае производится с помощью качающихся 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—яро электромагнита; 12—шток.

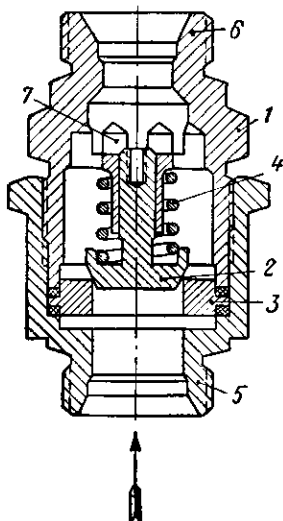
На фиг. 176 показан обратный клапан. Тарелка клапана 2 давлением пружины 4 прижата к седлу клапана 3. Компонент поступает в штуцер 5. Если сила давления компонента на тарелку становится больше силы давления пружины 4, то клапан открывается и компонент проходит к выходному штуцеру 6 и дальше к потребителю. Обрат-



Фиг. 175. Отсечной клапан с сервопоршнем.

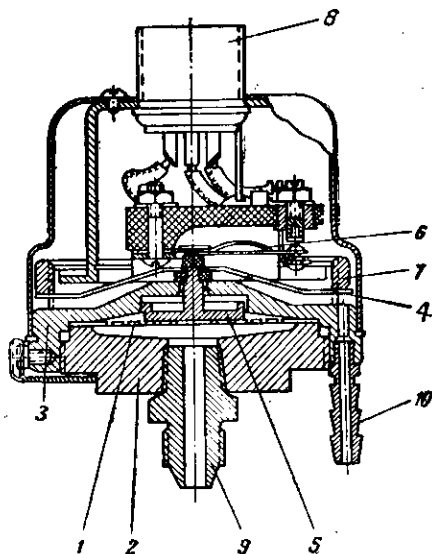
1—корпус; 2—седло; 3—уплотняющая прокладка; 4—клапан; 5—пружина;
 6—сервопоршень; 7—штуцер; 8—уплотнение; 9—штуцер; 10—выходной
 штуцер; 11—уплотнение.

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.

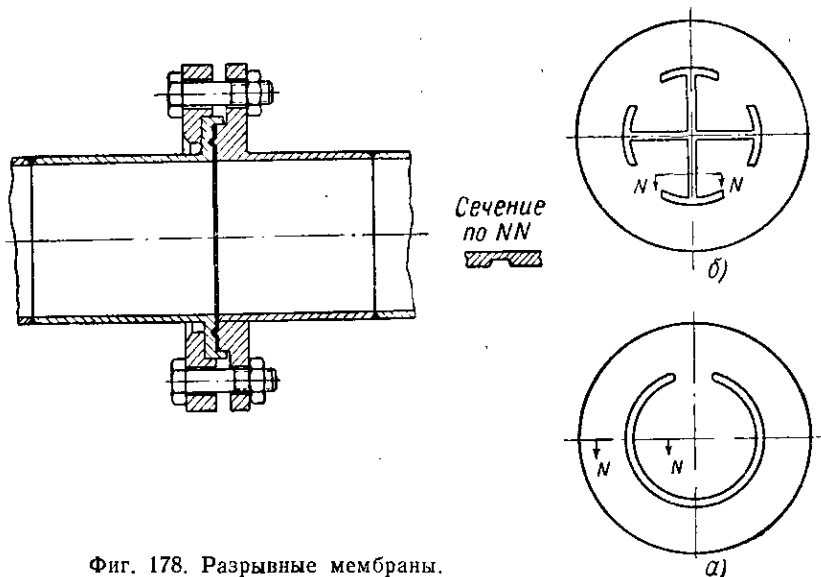
Реле давления состоит из приемника давления и быстродействующего переключателя. Чувствительным элементом, воспринимающим давление, служит мембрана 1, прижатая по периметру основанием приемника давления 2 к корпусу 3 и усиленная регулируемой пружиной 4. Под действием поступающего под мембрану давления (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.

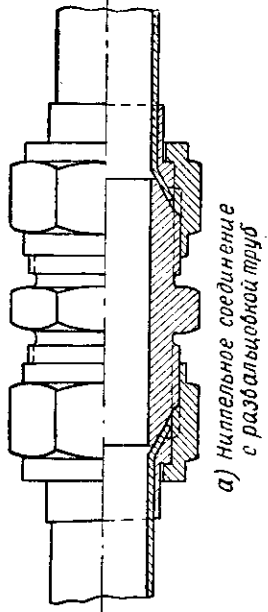
На фиг. 178,б показана мембрана с крестообразной насечкой. Под действием давления мембрана рвется по насечке и отгибается в виде лепестков.

На фиг. 178 также показан способ крепления мембран на трубопроводах.

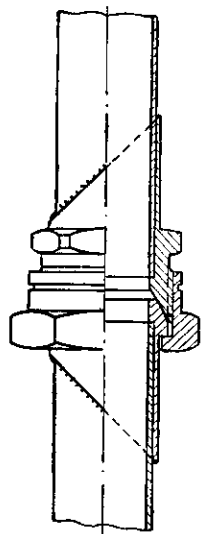
Выбор мембраны на нужное давление разрыва обычно производится подбором, так как усилие, разрывающее тонкий материал мембраны, в значительной мере зависит от допуска на толщину насечки.

Необходимым элементом системы подачи являются трубопроводы.

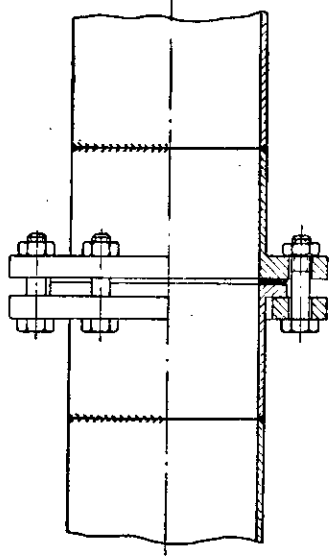
Подбор сечений трубопроводов для системы подачи ЖРД производят исходя из допускаемой скорости движения компонентов по трубопроводам. Скорость движения обычно берут порядка 6—10 м/сек. Делать скорость больше 10 м/сек невыгодно, так как



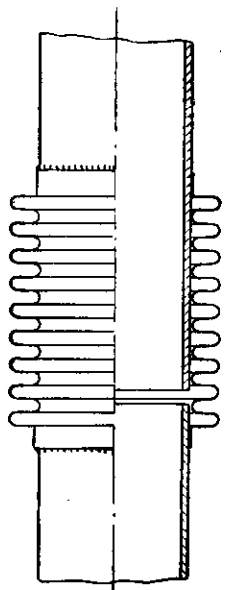
а) Ниппельное соединение с развальцовкой труб



б) Ниппельное соединение с припаянными ниппелями



в) Фланцевое соединение



г) Соединение с помощью свильфона

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

$$p_6 = p_2 + \Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}}. \quad (\text{IX. 168})$$

Сумма $(\Delta p_{\phi} + \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{кл}})$ составляет гидравлические потери системы подачи.

Потеря давления в форсуниках Δp_{ϕ} 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) для определения d_s , 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.

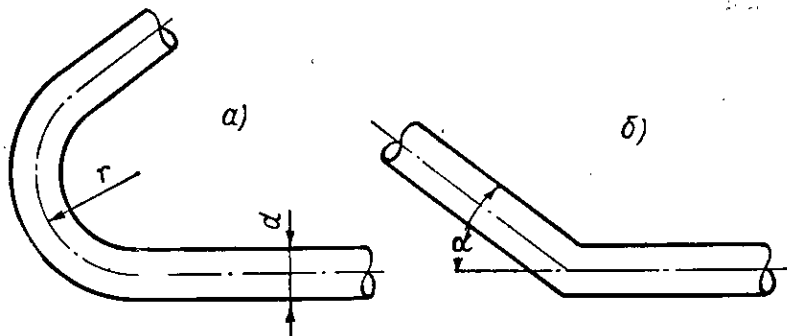
При внезапном сужении значение ζ берется в зависимости от отношения $\frac{F_2}{F_1}$, где F_1 —сечение до сужения, т. е. большее сечение, F_2 —сечение после сужения.

$\frac{F_2}{F_1}$	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

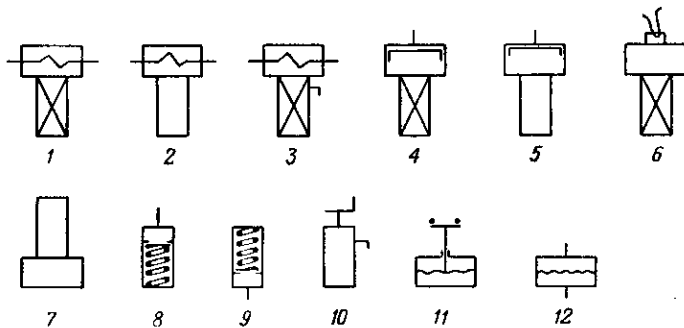
1. Назовите основные элементы систем подачи ЖРД.
2. Нарисуйте схему баллонной подачи.
3. Нарисуйте схему насосной подачи.
4. Какую форму могут иметь баки ЖРД? Как они располагаются?
5. Как определяется необходимый объем баков?
6. Из какого условия находится необходимый запас газа при баллонной подаче?
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

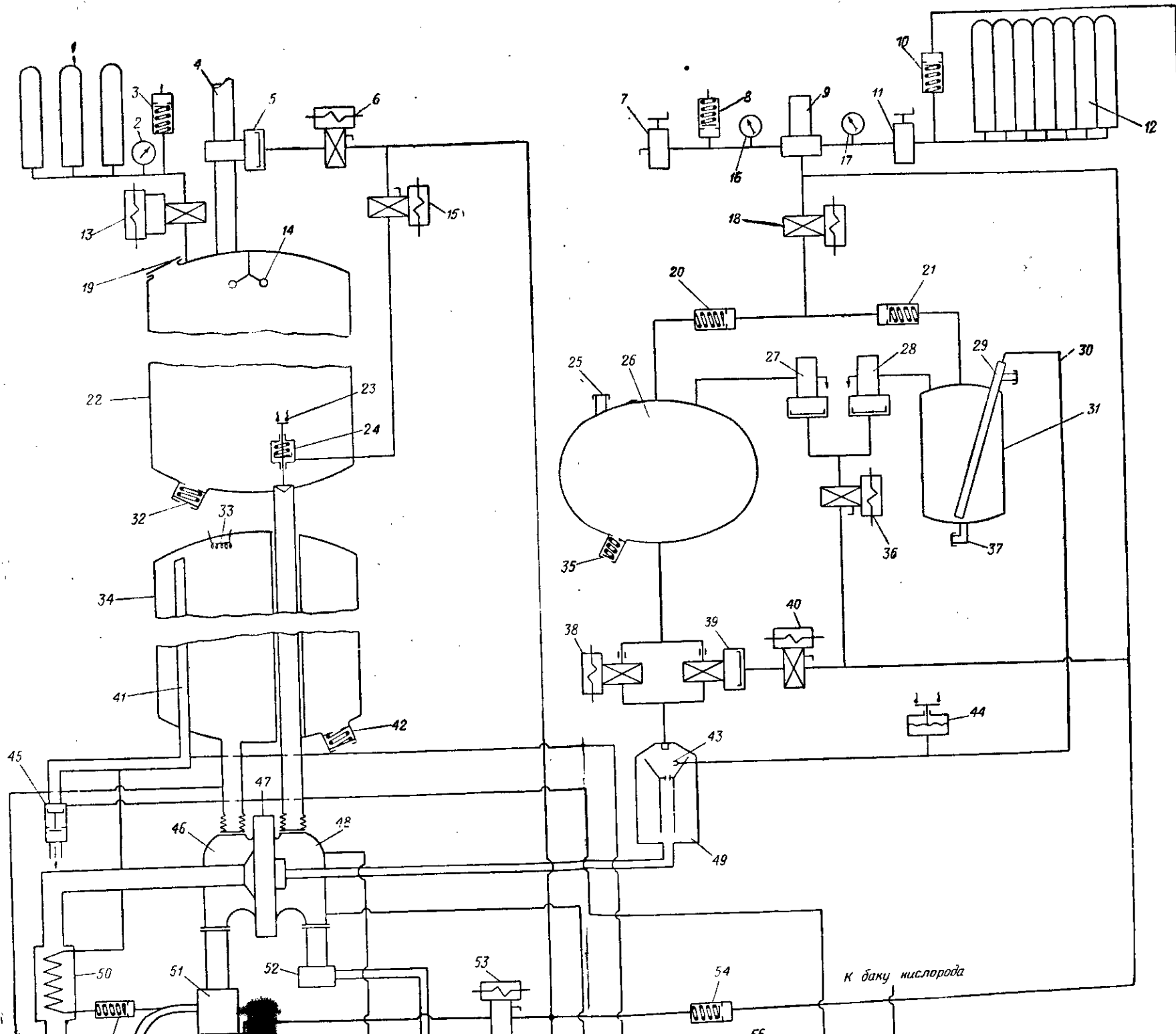
Во время заправки двигателя и его запуска он системой трубопроводов I, II, III, IV и V связан с наземным оборудованием, которое используется при запуске.

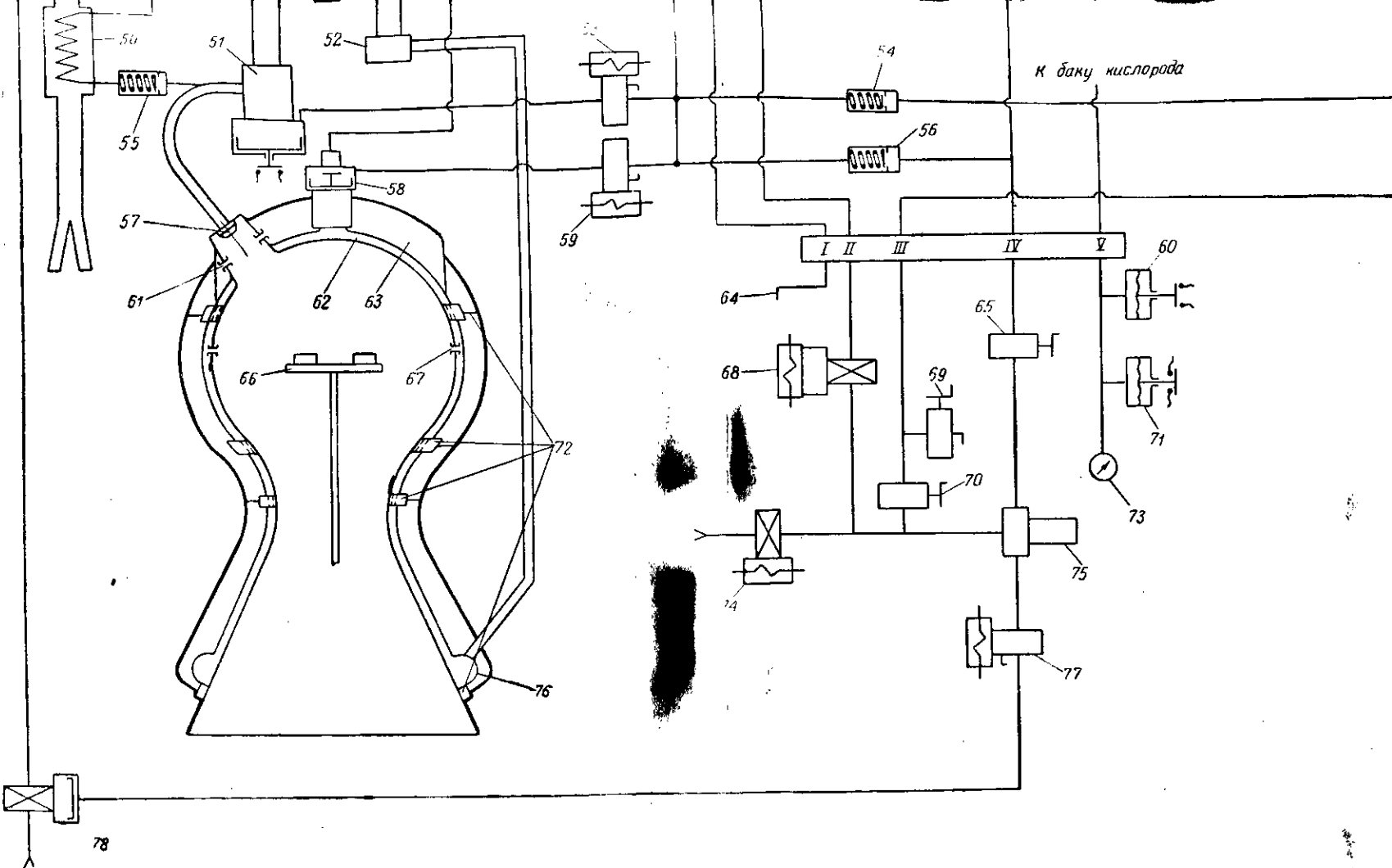
Перед началом заправки производится закрытие главного клапана горючего 58 и главного клапана окислителя 51. Для этого воздух высокого давления, подаваемый на наземные приборы через нормально закрытый электроклапан 74, подводится к редуктору давления 75, где снижает свое давление до давления ~30 ата. 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—насос 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 кислорода в испаритель; 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»

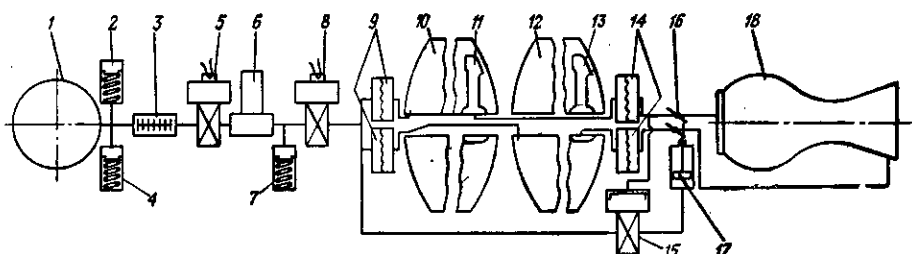
Зенитная управляемая с земли ракета «Вассерфаль» имеет двигатель с тягой 8 т, работающий на самовоспламеняющемся топливе азотная кислота + тонка с расходом около 42 кг/сек. Продолжительность работы двигателя около 40 сек. Двигатель имеет баллонную вытеснительную подачу. Схема двигателя показана на фиг. 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».

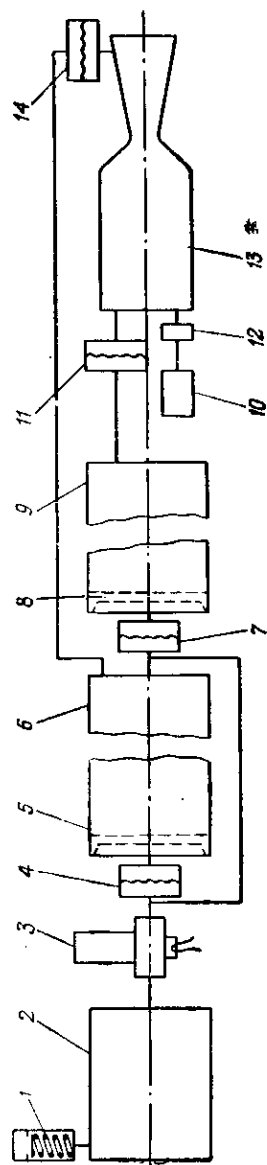
1—баллон высокого давления; 2—запорочный клапан; 3—фильтр; 4—предохранительный клапан высокого давления; 5—пироклапан (разрывная мембрана) высокого давления; 6—редуктор давления воздуха; 7—предохранительный клапан низкого давления; 8—пироклапан низкого давления; 9—разрывные мембраны на воздушных линиях 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»

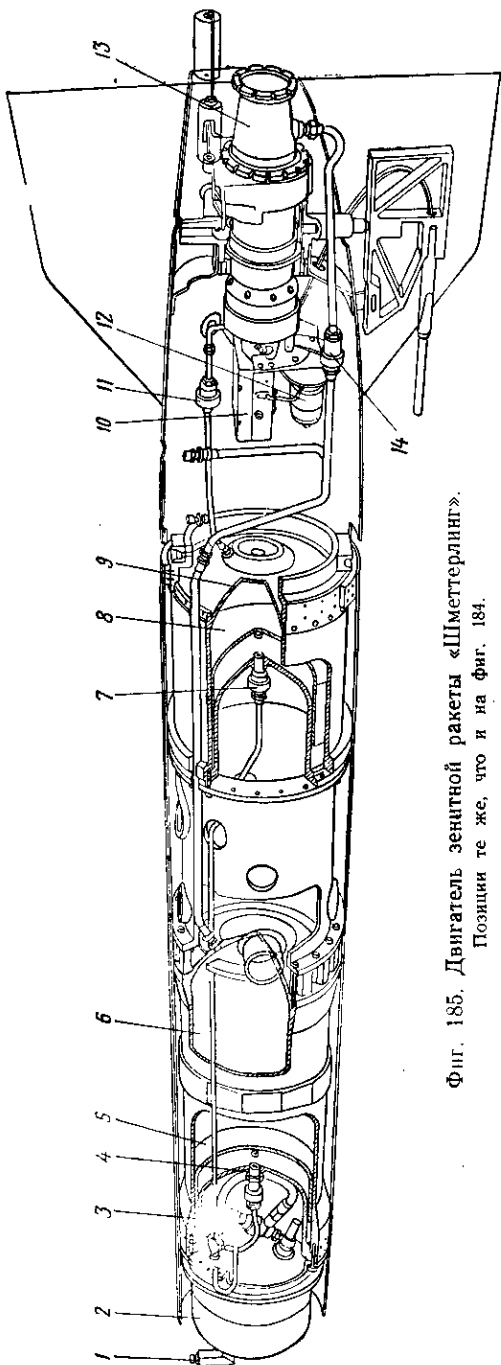
Ракета «Шметтерлинг» (фиг. 184 и 185) является зенитной управляемой ракетой малых размеров. Двигатель этой ракеты работает на самовоспламеняющемся топливе азотная кислота + тонка и имеет переменную в полете тягу в пределах до 380 кг. Регулирование тяги осуществляется перекрытием части форсунок в го-



Фиг. 184. Схема двигателя зенитной ракеты «Шметтерлинг».

10—чувствительный элемент регулятора числа М; 11—разрывная мембрана на линии горючего; 12—электродвигатель и передача для вращения зохотников; 13—камера двигателя; 14—разрывная мембрана окислителя перед входом в двигатель.

1 — запорный 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—бак перед горючего; 8—поршень бака горючего; 9—бак окислителя; 10—бак окислителя; 11—бак перед горючего; 12—электродвигатель и передача для вращения зохотников; 13—камера 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 баллонную 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

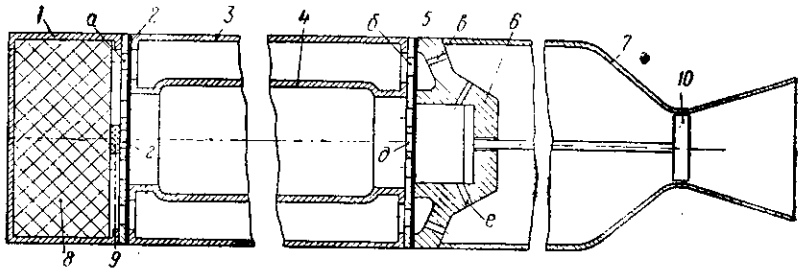
Двигатель этой ракеты развивает тягу около 1000 кг в продолжение 6 сек. Ввиду малой продолжительности работы камера двигателя выполнена без наружного охлаждения. Работает двигатель на самовоспламеняющихся компонентах: азотная кислота + тонка и имеет вытеснительную систему подачи с пороховым аккумулятором 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—пороховой 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 окислителя 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.

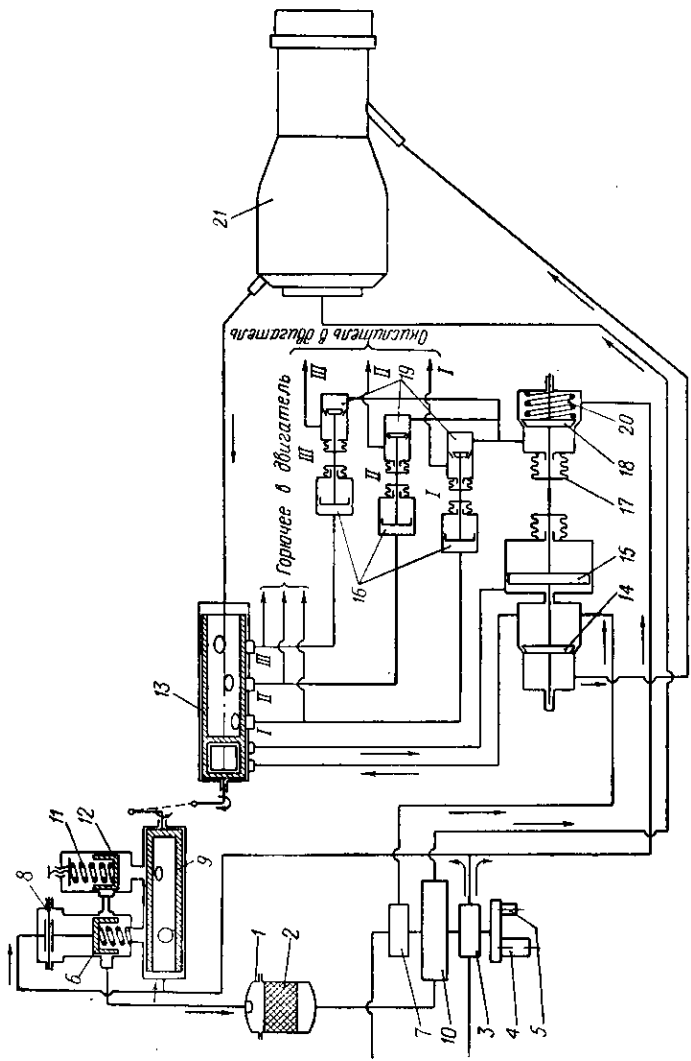
Дальнейший поворот золотника 13 приводит к тому, что отверстие 1 золотника 13 пропускает горючее в линию 1 подачи горючего в двигатель. Одновременно горючее по линии 1 поступает к сервопоршню 16 клапана подачи окислителя 19 и открывает его, пропуская перекись водорода в линию 1 подачи перекиси в двигатель. 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, двоянный 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.

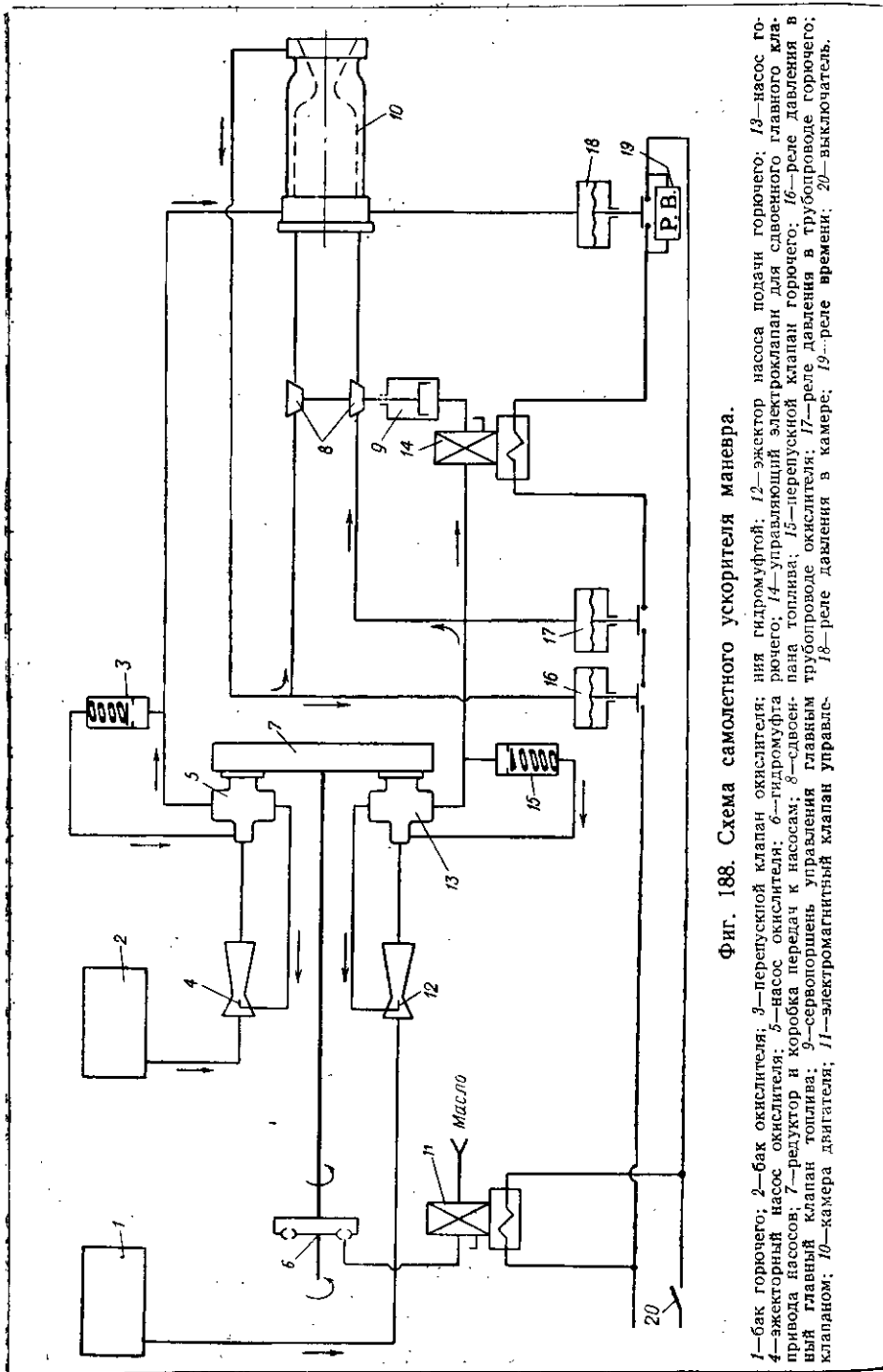
Ускоритель имеет насосную подачу. Привод насосов осуществляется от вала турбокомпрессорного двигателя через гидромуфту 6 и редукторную коробку 7. Вес самого ускорителя составляет 57 кг.

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—камера двигателя; 11—электромагнитный клапан управле-
 ния главным клапаном; 12—эжектор; 13—перепускной клапан окислителя; 14—управляющий электроклапан для двойного главного клапана привода насосов; 15—насос окислителя; 16—перепускной клапан окислителя; 17—реле давления в трубопроводе окислителя; 18—реле давления в трубопроводе горючего; 19—реле давления в камере; 20—выключатель.

Когда давление в магистралях компонентов достигает 7 атм , 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 атм , 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 атм , а также при нарушении режима работы двигателя, когда давление в камере упадет ниже 15 атм или давление в нагнетательных линиях станет ниже 7 атм , одно из реле давления 16 , 17 или 18 разомкнет электрическую цепь управляющего клапана 14 и двигатель будет остановлен.

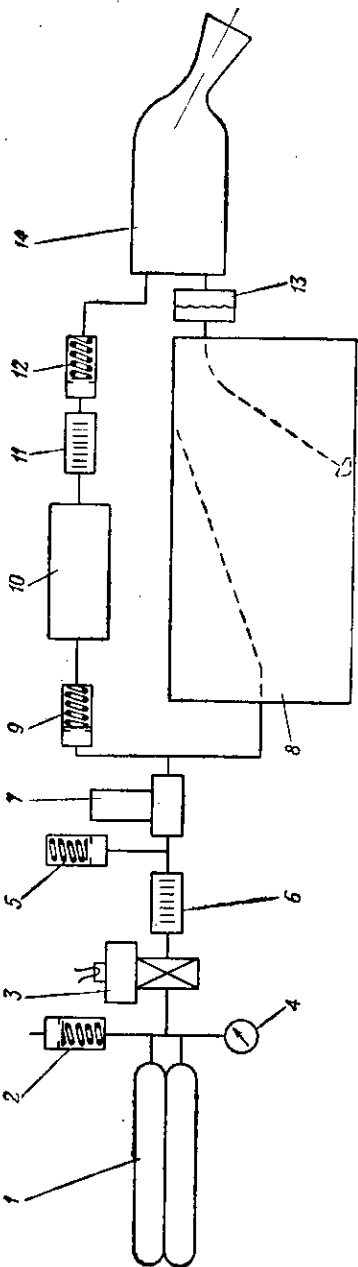
Схема двигателя летающей бомбы

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, начинается поступать в камеру двигателя.



Фиг. 189. Схема двигателя летающей бомбы.

1—баллоны высокого давления; 2—заправочный клапан; 3—манометр высокого давления; 4—предохранительный клапан высокого давления; 5—бак жидкого катализатора; 6—фильтр; 7—редуктор давления газа; 8—бак перекиси водорода; 9—обратный клапан; 10—бак перекиси водорода; 11—фильтр; 12—обратный клапан; 13—разрывная мембрана; 14—камера 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 «Шмнддинг»

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.

Некоторые данные выполненных жидкостных ракетных двигателей

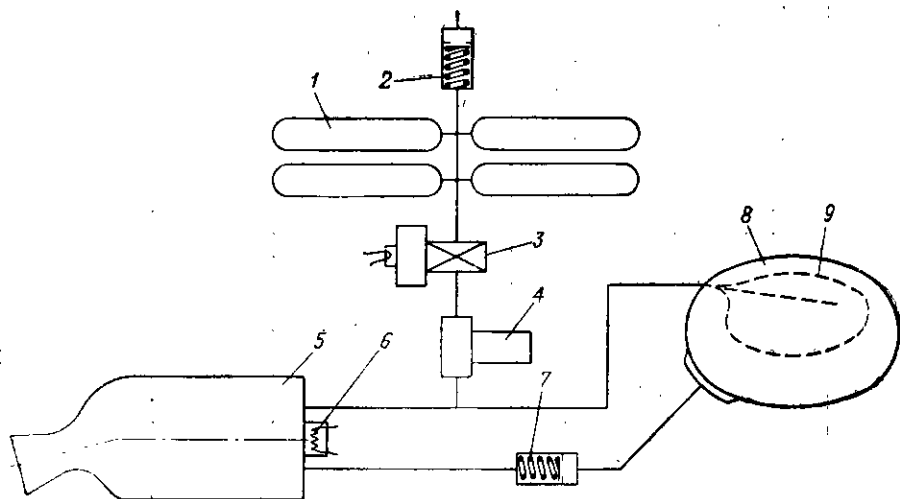
Наименование или марка двигателя	Назначение двигателя	Топливо		Тяга у земли P кг	Время работы макси- мальное t_{max} сек.	Суммар- ный импульс Pt_{max} кг/сек	Расход топлива G кг/сек	Удель- ная тяга $P_{уд}$ кгсек/кг	Импульс давления в камере $\frac{f_{кр}}{G} p_2$ кгсек/кг	Камера сгорания				критиче- 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

$T^{\circ} \text{ abs.}$	$\frac{1}{2} \frac{P_{\text{CO}} P_{\text{O}_2}}{P_{\text{CO}_2}}$ $\lg K_1 = \lg$	$\Delta \lg K_1$	$\frac{1}{2} \frac{P_{\text{H}_2} P_{\text{O}_2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}}$ $\lg K_2 = \lg$	$\Delta \lg K_2$	$\frac{P_{\text{CO}} P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{CO}_2} P_{\text{H}_2}}$ $\lg K_{22} = \lg$	$\Delta \lg K_{22}$	$\frac{1}{2} \frac{P_{\text{OH}} P_{\text{H}_2}}{P_{\text{H}_2\text{O}}}$ $\lg K_3 = \lg$	$\Delta \lg K_3$
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
4800	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° abs.

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 $T=3400^\circ \text{ абс.}$ приведена разность значений $\lg K$ при 3500 и рифмов констант равновесия определить значения констант равновесия при любой

КОНСТАНТЫ РАВНОВЕСИЯ

T , °C	$K_1 = \frac{P_{CO} P_{CO_2}^{1/2}}{P_{CO_2}}$	$K_2 = \frac{P_{H_2} P_{H_2O}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$K_{2a} = \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	$K_3 = \frac{P_{OH} P_{H_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}$	$K_4 = \frac{P_{NO}^2}{P_{N_2} P_{O_2}}$	$K_5 = \frac{P_{H_2}^2}{P_{H_2}}$	$K_6 = \frac{P_{O_2}^2}{P_{O_2}}$	$K_7 = \frac{P_{N_2}^2}{P_{N_2}}$	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 $I_{п}$ ТОПЛИВ ЖРД (в кал/граммоль °С)

T° абс.	CO ₂	H ₂ O	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	61058,0	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 кал/граммоль С°. Для перевода их в ккал/граммоль °С 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. Соколика, 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
Глава III. Необходимые сведения из газовой динамики	75
§ 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
Глава IV. Термодинамический цикл жидкостного ракетного двигателя	101
§ 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	166
атомной энергии	166
Глава VI. Тепловой расчет камеры двигателя	174
§ 31. Определение температуры и состава продуктов сгорания	174
простейшего топлива	174
Составление системы уравнений для определения со-	174
става продуктов сгорания	174
Решение системы уравнения для определения состава	176
продуктов сгорания	176
Влияние давления и температуры на состав продуктов	179
сгорания	179
§ 32. Составление системы уравнений для определения со-	180
става и температуры продуктов сгорания в камере дви-	180
гателя	180
Составление уравнений реакций диссоциации	181
Составление уравнений баланса элементов	184
Дополнительные уравнения для определения состава и	185
температуры продуктов сгорания	185
Окончательный вид системы уравнений и пути разре-	186
шения ее	186
§ 33. Решение системы уравнений для определения состава	189
продуктов сгорания топлив, не содержащих азота	189
Система уравнений для определения состава продуктов	190
сгорания	190
Порядок решения системы уравнений для определения	190
состава продуктов сгорания	190
§ 34. Решение системы уравнений для определения состава	194
продуктов сгорания топлив, содержащих азот	194
Система уравнений для определения состава продуктов	194
сгорания	194
Приведение полученной системы уравнений к рабочим	196
формулам	196
Порядок решения системы уравнений для определения	199
состава продуктов сгорания	199
§ 35. Тепловой расчет камеры двигателя	201
Определение теоретической температуры и состава про-	201
дуктов сгорания в камере двигателя	201
Определение энтропии продуктов сгорания в камере сго-	201
рания	201
Расчет состава и температуры газа на срезе сопла	202
Определение скорости истечения	203
Определение теоретической удельной тяги и размеров	204
сопла	204
Тепловой расчет ЖРД по диаграмме полное теплосо-	205
держание — энтропия	205
§ 36. Влияние температуры, давления в камере двигателя и	207
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

Стр.	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 <i>z</i>	3920 <i>л</i>	тип.
467	табл. 29 10 колонка 6 снизу	190	149	авт.