

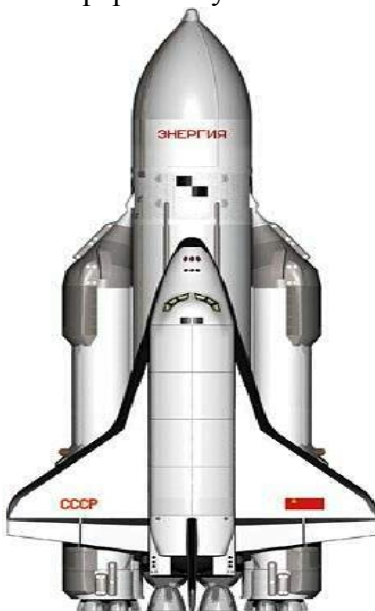
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических занятий и курсового проекта  
по дисциплине «Конструирование агрегатов ЖРД»  
для студентов специальности 160700.65, 24.05.02  
«Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной  
формы обучения



Воронеж 2015

Составители: д-р техн. наук Г.И. Скоморохов,  
к.т.н. А.А. Гуртовой

УКД 621.465-52

Методические указания к практическим занятиям и курсовой работе по дисциплине «Конструирование агрегатов ЖРД» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; сост. Г.И. Скоморохов, А.А. Гуртовой. Воронеж, 2015. 31 с.

В методических указаниях изложены теоретические основы моделирования и расчета системы питания ДУ с ЖРД, а также контрольные задания к курсовой работе по гидравлическому расчету агрегатов и магистралей ЖРД с турбонасосной подачей компонентов топлива по дисциплине «Конструирование агрегатов ЖРД».

Издание соответствует требованиям Государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению «Проектирование авиационных и ракетных двигателей», специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование жидкостных ракетных двигателей», дисциплине «Конструирование агрегатов ЖРД».

Табл. 6. Ил. 13. Библиогр.: 3 назв.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Ю.В. Демьяненко

Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук,  
проф. В.С. Рачук

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

© ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный  
технический университет», 2015

## ВВЕДЕНИЕ

Основным агрегатом насосной подачи компонентов является турбонасосный агрегат (ТНА). Главными элементами ТНА являются насосы, подающий компоненты с заданным давлением и турбина, рабочим телом которой является газ, вырабатываемый в газогенераторе. Проектирование ТНА включает расчет и конструкторскую разработку этих элементов, а также ряда вспомогательных узлов и устройств (опоры валов, узлы уплотнений и пр.) и их общую компоновку.

Расчеты, проводимые при проектировании ТНА, по крупному можно разделить на гидравлические (для насосов) или газодинамические (для турбин) и прочностные. Последовательность гидравлических расчетов в значительной степени зависит от принятой конструктивной схемы рабочего колеса насоса (в частности, от наличия шнекового преднасоса) и компоновочной схемы ТНА в целом.

Наиболее распространены одновальные ТНА. Они проще по конструкции и надежнее в работе. Их недостаток состоит в трудности обеспечить работу насосов и турбины при параметрах (КПД, число оборотов), близких к оптимальным.

Дело в том, что при одновальной компоновке числа оборотов турбины и насосов одинаковы. При этом максимально возможное число оборотов вала ограничено наименьшим из максимально допустимых по условию бескавитационной работы чисел оборотов насосов.

Известно, что для обычных компонентов насосы окислителя имеют обороты в несколько раз меньше, чем насосы горючего. Таким образом, определяя число оборотов одновального ТНА по максимальному числу оборотов одного из насосов, занижают число оборотов турбины, ставя её в невыгодные условия работы. Применяя специальные меры, предохраняющие от кавитации (наддув баков, постановка преднасосов), удастся повысить максимальное значение числа оборотов.

# 1. ОПИСАНИЕ ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

Турбонасосная система подачи имеет достаточно большое число схемных решений, подробная классификация которых приведена в работе [1]. Ниже дано краткое описание одной из схем, представленной на рис. 1.

Турбонасосная система питания включает в себя баки окислителя (1) и горючего (2), выходы (16 и 17) из баков в трубопроводы (19, 20), мембраны принудительного прорыва (3,4), насосы окислителя (6) и горючего (5), газогенератор (7), регулятор тяги (8), регулятор соотношения компонентов (10), рубашку охлаждения (9), форсунки горючего (11) и окислителя (12), турбины (13), колена (14,15), тройник (18).

Для подачи горючего и окислителя на вход в насосы в топливные баки подается под давлением нейтральный газ.

Горючее подается из форсунки (11) в камеру сгорания насосом (5) через рубашку охлаждения (9). Часть горючего после насоса (5) в газогенератор (7), в который поступает весь окислитель из насоса (6). Газогенератор (7) вырабатывает рабочее тело для турбины (13). После турбины рабочее тело, обладающее свойствами окислителя поступает в камеру сгорания через форсунки (12).

Регулятор тяги (8) по величине давления в камере сгорания следит за тягой двигателей и при отклонении ее от заданного значения путем изменения соотношения компонентов в газогенераторе восстанавливает тягу до нормы.

Регулятор соотношения компонентов (10) обеспечивает одновременную выработку компонентов топлива из баков.

Мембраны прорыва (3,4) герметично отделяют топливные баки от системы. При запуске двигателя они прорываются специальными устройствами.

При работе двигателя давление подачи компонента топлива на выходе из насоса определяется давлением в камере сгорания, перепадом давления на форсунках, перепадом

давления на турбине и сопротивлением гидравлической магистрали на выходе из насоса.

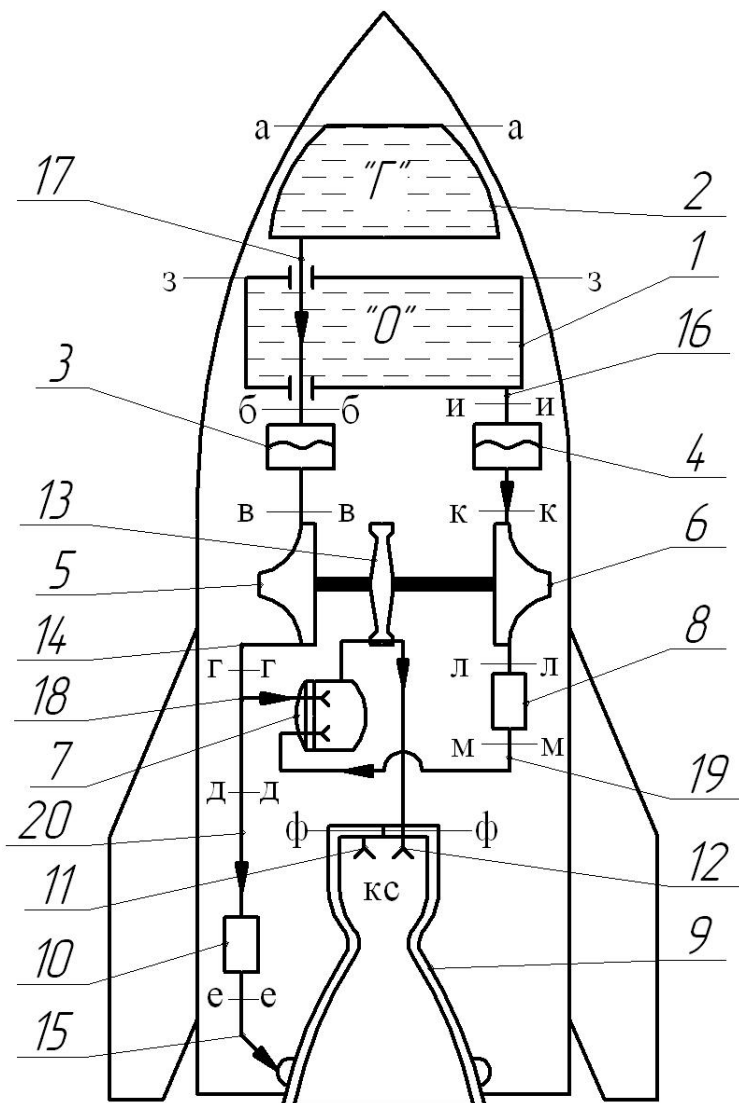


Рис. 1. Схема турбонасосной системы питания двигателя:  
 О – окислитель; Г – горючее

## 2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ И ФОРМУЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

### 2.1. Расчет топливных магистралей

В случае гидравлического расчета топливной магистрали принято считать, что она состоит из элементов трех видов, а именно: трубопроводов длиной  $l$ , местных сопротивлений и насоса, создающего приращение механической энергии жидкости, прошедшей через насос.

При этом к трубопроводам относятся прямые участки труб и трубы с большим радиусом изгиба ( $R \geq 14d$ ). В противном случае их считают местными сопротивлениями, к числу которых относятся регуляторы, фильтры, клапаны, вентили и другую арматуру магистрали.

Связь между параметрами несжимаемой жидкости на входе (сечение 1-1) и на выходе (сечение 2-2) из магистрали описывается уравнением сохранения механической энергии (уравнение Бернулли) и уравнение неразрывности.

Уравнение Бернулли для двух названных выше контрольных сечений запишется так:

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} - \frac{\alpha_1 W_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 W_2^2}{2} + L_{mex} + L_{mp}, \quad (2.1)$$

где  $z$  – высота положения контрольного сечения над плоскостью сравнения;  $P$  – статистическое давление жидкости;  $W$  – скорость течения жидкости;  $\alpha$  – коэффициент кинематической энергии;  $L_{mex} = L_{нас}$  – удельная техническая работа, равная удельной работе насоса;  $L_{mp}$  – удельная работа, затраченная на преодоление местных сопротивлений и трение.

Уравнение неразрывности для рассматриваемого случая будет иметь вид

$$W_1 F_1 = W_2 F_2, \quad (2.2)$$

где  $F$  – площадь проходного сечения.

Для некоторого сечения трубы критерий Рейнольдса равен

$$Re = \frac{Wd}{\nu}, \quad (2.3)$$

где  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Если  $Re$  окажется меньше 2300, то режим течения ламинарный и

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.4)$$

Потерю напора, возникающую при преодолении местного сопротивления, вычисляют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \cdot \frac{W^2}{2}, \text{ м.} \quad (2.5)$$

Здесь  $W$  - скорость жидкости в трубе на входе в местное сопротивление,  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления. Он зависит от устройства элемента магистрали, создающего сопротивление движению жидкости, и числа  $Re$ . Коэффициент  $\xi$  может быть определен из экспериментальных графиков.

Удельная работа  $L_{mp}$  определяется согласно выражению

$$L_{mp} = g \left( \sum_1^i \Delta h_{mpi} + \sum_1^i \Delta h_{Mi} \right), \text{ Дж/кг.} \quad (2.6)$$

Потерю напора  $\Delta h_{mp}$ , вызываемую трением в трубе, длина и диаметр которой  $l$  и  $d$ , вычисляют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_{mp} = \lambda_m \frac{l}{d} \cdot \frac{W^2}{2g} \text{ м}, \quad (2.7)$$

где  $W$  - средняя по сечению скорость жидкости, определяемая по уравнению расхода:  $W = \frac{4G}{\rho\pi \cdot d^2}$ , м/с;  $G$  - массовый секундный расход жидкости;  $L$  и  $d$  - длина и диаметр трубопровода;  $\lambda_T$  - коэффициент потерь на трение или коэффициент Дарси.

Коэффициент трения по длине  $\lambda_m$  зависит от режима течения жидкости в трубе (числа  $Re$ ) и относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода ( $\lambda_m = f(Re, \Delta/d)$ ), где  $\Delta$  - средняя высота бугорков шероховатости. Для гидравлически гладких труб, которые применяют для топливных систем, коэффициент  $\lambda_T$  вычисляют по формуле Блазиуса  $2300 < Re < 10^5$ ):

$$\lambda_m = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2.8)$$

или по формуле Конакова:

$$\lambda_m = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}, \quad (2.9)$$

справедливой при  $Re > 10^5$ .

## 2.2. Давление на входе в насос

Давление на входе в насос является весьма важным параметром насосной системы питания двигателя, поскольку именно насос является наиболее вероятным местом



возникновения кавитации. Кавитация приводит к трем основным отрицательным последствиям для гидравлических машин:

- а) к срыву режима работы машин, т.е. резкому снижению его выходных параметров;
- б) к эрозионному разрушению элементов конструкции;
- в) к возникновению низкочастотных кавитационных автоколебаний.

Давление на входе в насос определяется давлением в баке ( $P_0$ ), инерционным подпором ( $\rho l_j$ ), гидравлическим сопротивлением магистрали подвода ( $\Delta P_{\text{comp.вх.}}$ ) и скоростью потока на входе в насос ( $W_{\text{вх}}$ ) и существенно меняется на активном участке траектории, т.е.:

$$P_{\text{вх}} = P_0 + \rho \cdot l_j - \Delta P_{\text{comp.вх.}} - \rho \frac{W_{\text{вх}}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (2.10)$$

где  $l$  – уровень столба жидкости над сечением входа;  $j$  – тангенциальное ускорение ракеты.

Поскольку кавитация в насосах возникает при давлении на входе существенно превышающем давление парообразования ( $P_s$ ), то условие бескавитационной работы может быть записано как

$$P_{\text{вх.min}} \geq P_s + \Delta P, \quad (2.11)$$

где  $\Delta P$  – кавитационный запас.

Расчет насоса на кавитацию рассматривается в специальном курсе, а в настоящей работе величина  $\Delta P$  задается.

### 2.3. Струйная форсунка

Течение жидкости в струйной форсунке существенно отличается от течения в магистрали, что связано с отрывом потока от стенки, а поэтому расчет ее имеет свои особенности.

Теоретическая скорость истечения из форсунки ( $W_m$ ) – скорость истечения при отсутствии потери давления определяется согласно

$$W_m = \sqrt{\frac{2\Delta P\phi}{\rho}}, \quad (2.12)$$

где  $\Delta P\phi = P_\phi^* - P_{Kc}$  - перепад давления на форсунке;  $P_\phi^*$  - полное давление перед форсункой;  $P_{Kc}$  – статическое давление в камере сгорания.

Тогда действительная скорость истечения будет

$$W_c = \phi W_m, \quad (2.13)$$

где  $\phi$  – коэффициент скорости, учитывающий потери из-за вязкости и определяемый по графику (рис. 11) в зависимости от числа  $Re = \frac{W_T d_c}{\nu}$ , где  $d_c$  – диаметр сопла форсунки.

Коэффициент сопротивления форсунки выражается через коэффициент скорости согласно формуле

$$\xi = \frac{\Delta h}{\frac{W_T^2}{2g}} = \frac{1}{\phi^2} - 1. \quad (2.14)$$

Расход через форсунку определяется согласно формуле

$$\dot{m} = \mu F_c \cdot \rho \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \mu \cdot F_c \cdot \rho \cdot W_T, \quad (2.15)$$

где  $\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_m} = \phi \varepsilon'$  - коэффициент расхода, представляющий собой отношение действительного расхода  $\dot{m}$  через форсунку

к такому расходу, который был бы при отсутствии сужения струи и потерь давления в форсунке:  $\varepsilon' = \varepsilon + 0,37\bar{F}$  -

коэффициент несовершенного сжатия струи;  $\bar{F} = \frac{F_c}{F_\phi} = \frac{d_c^2}{D_\phi^2}$ ;  $\varepsilon$

– коэффициент совершенного сжатия струи, соответствующей случаю истечения, когда в сечении  $\Phi$ - $\Phi$  стенка отсутствует (рис. 10).

Порядок расчета форсунки зависит от того, какие величины являются заданными. Так, если известны перепад  $\Delta P_\phi^*$  и расход  $\dot{m}$ , то расчет форсунки сводится к определению площади проходного сечения  $F_c$  методом последовательных приближений.

#### 2.4. Мощность, потребная для привода насоса

Мощность на валу насоса составит

$$N = \frac{H\dot{m}}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (2.16)$$

где  $\dot{m}$  - секундный расход жидкости через насос;  $\eta$  – коэффициент полезного действия насоса;  $H$  – массовый напор насоса, определяемый по выражению

$$H = \frac{P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}}{\rho} - \frac{W_{\text{вых}}^2 - W_{\text{вх}}^2}{2}, \text{ Дж/кг}. \quad (2.17)$$

### 3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

Для выполнения гидравлического расчета системы питания должны быть заданы указанные в табл. 1 исходные данные.

Требуется определить:

1. Статическое давление  $P_i$  и скорость жидкости в сечениях, показанных на рис. 1 (а, б, в, г, д, е, ж, ф, кс).

2. Определить внутренний диаметр  $d$  в сечениях б, в, г, д, ж, е и диаметр форсунки в сечении ф.

3. Составить порядок расчета магистрали окислителя от сечения «З» до сечения «М» и определить  $P_i$ ,  $W_i$ ,  $d_i$  в сечениях, указанных на рис.1.

4. Найти мощность на валу насосов горючего и окислителя.

По результатам расчета построить графики полного напора и его составляющих по магистрали горючего и окислителя.

Таблица 1

*Исходные данные*

1	Марка горючего	
2	Марка окислителя	
3	Расход горючего	$\dot{m}_Г$
4	Расход окислителя	$\dot{m}_O$
5	Расход горючего через генератор	$\dot{m}_{ГГ}$
6	Рекомендуемая скорость движения горючего в трубах	$W_G$
7	Рекомендуемая скорость движения окислителя в трубах	$W_O$
8	Перепад давления на форсунках горючего	$\Delta P_\phi$
9	Падение полного давления горючего в рубашке охлаждения камеры сгорания двигателя (между сечениями $l$ и $\phi$ )	$\Delta P_{p,n}$

Продолжение таблицы 1

10	Кавитационный запас на входе в насосы: горючего окислителя	$\Delta P_{\Gamma}$ $\Delta P_o$
11	Мощность коэффициента полезного действия насосов горючего и окислителя	$\eta_z; \eta_o$
12	Давление в камере сгорания двигателя	$\Delta P_{\kappa.с}$
13	Температура горючего и окислителя в баках	$T_z, K; T_o, K$
14	Длины труб между различными сечениями системы питания	$l_{\theta-\theta}; l_{2-1}, l_{n-k}; l_{л-м}$
15	Относительный радиус колена: отношение радиуса изгиба $R$ труб к их внутреннему диаметру $d$ : $\bar{R} = R/d$ и угол изгиба $\delta^\circ$	$R_{22}, R_{17}, R_{19}$
16	Высота $z_i$ расположения различных сечений системы питания	$\delta_{22}, \delta_{17}, \delta_{19}$
		$z_a, z_{\theta}, z_{\theta}$
		$z_z = z_{\theta} = z_{ж}$
		$z_e, z_z, z_u$
17	Число форсунок в камере сгорания двигателя	$n$
18	Отношение площади сопла форсунки к площади ее трубки	$\bar{F}$
19	Подогрев горючего в рубашке охлаждения	$\Delta t_{p.o}$
20	Давление в баке, обеспечивающее его устойчивость	$P_{уст}$

#### 4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА МАГИСТРАЛИ ГОРЮЧЕГО

Определяя давление в каком-либо сечении магистрали, уравнение Бернулли записывают относительно этого сечения и другого сечения, необходимые параметры, в котором уже известны или могут быть легко определены. Следует, кроме того, отметить, что для уравнения, записанного в виде (2.1),

индексом 2 обозначают сечение, которое располагается вниз по потоку от сечения 1.

Определив скорость течения жидкости в магистрали, находят диаметры труб в соответствующих сечениях согласно выражению

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \cdot \rho \cdot W}}, \text{ м.} \quad (4.1)$$

1. Находят по рис. 2-7 свойства горючего [2]: плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>; давление насыщенных паров  $P_S$ , Па; коэффициент динамической вязкости  $\mu$ .

2. Рассчитывают магистрали от бака (сечение «а») до входа в насос (сечение «в»):

а) находят приблизительное значение внутреннего диаметра  $d_{б-в}$  магистрали  $l_{б-в}$  по формуле (4.1), используя заданное значение скорости  $W$ ;

б) найденный диаметр трубопровода  $d_{б-в}$  округляют в мм до ближайшего целого значения;

в) уточняют значение скорости в трубе  $l_{б-в}$  по принятому значению ее диаметра  $d_{б-в}$  по формуле

$$W = \frac{4G}{\rho \cdot \pi \cdot d^2}, \quad (4.2)$$

г) определяют число Рейнольдса для течения в трубе  $l_{б-в}$  по формуле (2.7);

д) в сечении «в» на входе в насос горючего определяют статическое давление ( $P_{ex.min}$ ) из условия отсутствия кавитации в насосе (2.11). При этом давление насыщенных паров ( $P_S$ ) берется из п. 1, а значение кавитационного запаса ( $\Delta P_c$ ) из исходных данных для расчета;

е) определяют потери напора  $\Delta h_{M21}$  на входе в трубу из бака горючего по формуле Вейсбаха (2.5). Коэффициент местного сопротивления принимают равным  $\xi_{вх}=0,5$ , а

значение скорости движения жидкости в магистрали берется из п. 2в;

ж) по формуле Вейсбаха (2.5) определяют потерю напора  $\Delta h_{M3}$  на мембране прорыва. Коэффициент местного сопротивления находят по рис. 8 в зависимости от найденного в п. 2г значения числа Рейнольдса, а значение скорости из п. 2в;

з) определяют потерю напора  $\Delta h_{тр.б-в}$  на трение в магистрали  $l_{б-в}$  по формуле Дарси-Вейсбаха (2.4), при этом коэффициент трения по длине  $\lambda$  определяют в зависимости от значения числа Рейнольдса по формулам (2.4), (2.8), (2.9);

и) находят по уравнению Бернулли (2.1) давление в баке над уровнем горючего.

Составляют уравнение Бернулли для сечений «а» и «в». При этом вводят допущение, что  $W_a=0$ . Тогда

$$gz_a + \frac{P_n}{\rho} = gz_b + \frac{P_b}{\rho} + \frac{W_b^2}{2} + L_{mp}, \quad (4.3)$$

где  $L_{mp} = (\Delta h_{M21} + \Delta h_{M3} + \Delta h_{тр.б-в})$ , Дж/кг.

Решение уравнение Бернулли относительно давления  $P_a$  в баке горючего может быть проведено по одной из нижеследующих двух схем:

1. Подставляем в уравнение Бернулли значение статического давления  $P_в$  жидкости в сечении «в» равно минимально допустимому давлению  $P_{ex.min}$ , определенному в п. 2г из условия бескавитационной работы насоса и определяем давление  $P_a$  в баке. Последнее не должно быть меньше давления  $P_{уст}$ , обеспечивающего устойчивость конструкции бака. В противном случае принимают  $P_a = P_{уст}$  и вновь находят  $P_a$ . Очевидно, что в этом случае насос окажется с повышенным запасом по кавитации.

2. Принимают, что давление  $P_a$  в баке над уровнем горючего равно минимально допустимому  $P_{уст}$ , обеспечивающему устойчивость конструкции бака. Исходя из

принятого условия, по уравнению Бернулли определяют статическое давление  $P_{вх}$  на входе в насос горючего и сравнивают его с минимально допустимым давлением  $P_{вх.min}$ , определенным в п.2д из условия обеспечения бескавитационной работы насоса. При этом должно быть выдержано условие  $P_{вх} \geq P_{вх.min}$ . В противном случае принимают  $P_{вх} = P_{вх.min}$  и вновь определяют  $P_a$ . Тогда, очевидно, окажется, что давление  $P_a$  в баке над уровнем горючего будет выше минимально допустимого давления  $P_{уст}$ , обеспечивающего устойчивость конструкции бака.

3. Рассчитывают струйную форсунку:

а) определяют расход через все форсунки

$$\dot{m} = \dot{m}_z - \dot{m}_{zz}, \text{ кг/с.} \quad (4.4)$$

б) определяют расход через одну форсунку

$$\dot{m}_\phi = \dot{m} / n, \text{ кг/с.} \quad (4.5)$$

в) находят теоретическую скорость истечения из форсунки согласно выражению (2.12);

г) поскольку режим течения жидкости в форсунке обычно соответствует автомодельной области, то в качестве первого приближения берут значение коэффициента расхода  $\mu_1$  из рис. 11, соответствующего  $Re_m = 10^5$ ;

д) формуле (2.15) определяют площадь  $F_c$  сопла форсунки;

е) находят величину диаметра сопла форсунки согласно

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}; \quad (4.6)$$

ж) с учетом подогрева  $\Delta t_{p.o.}$  горючего в рубашке охлаждения камеры сгорания определяют  $T_\phi^*$  горючего перед форсункой

$$T_\phi^* = T_z + \Delta t_{p.o.}, \quad (4.7)$$



з) по одному из приведенных рисунков находят значение плотности  $\rho$  и коэффициента динамической вязкости  $\mu$  горючего, соответствующие значению температуры  $T_{\phi}^*$  горючего перед форсункой, определенному в п. 3ж;

и) определяют по формуле  $v = \mu/\rho$  значение кинематической вязкости горючего;

к) вычисляют значение числа Рейнольдса  $Re_m$ , соответствующего теоретической скорости  $Wm$  истечения горючего из форсунки по формуле  $Re = \frac{W_m d_c}{\nu}$ ;

л) находят по рис. 11 коэффициент скорости  $\varphi$  и коэффициент  $\varepsilon$  совершенного сжатия, соответствующие вычисленному в п. 3к значению Рейнольдса  $Re_m$ ;

м) определяют по формуле  $\varepsilon' = \varepsilon + 0,37\bar{F}$ ;

н) находят коэффициент расхода  $\mu_2$  форсунки второго приближения по формуле  $\mu = \varphi \cdot \varepsilon'$ , при этом значения коэффициента скорости  $\mu$  и коэффициента несовершенного сжатия берут из п. 3л и п. 3м;

о) проверяют расхождение между коэффициентами расхода форсунки первого  $\mu$  из п. 3г и второго из п. 3н приближений.

Должно быть соблюдено условие  $\frac{\mu_2}{\mu_1} < 1 \pm 0,02$ .

Если это условие выдержано, то ошибка в определении расхода через форсунки не превышает допустимой величины, а именно  $\pm 2\%$ , и в этом случае  $d_c$  сопла форсунки принимается таким, каким он получен в п.3е. В противном случае расчет повторяется вновь с п. 3г по 3н включительно, при этом в п. 3г значение коэффициента расхода форсунки принимается равным его значению, полученному в п. 3н. Расчет коэффициента расхода форсунки таким образом проводится до тех пор, пока не будет выполнено условие, указанное в п. 3о;

п) по найденным значениям в п. 3в теоретической скорости истечения из форсунки и в п. 3л последнего приближения

коэффициента скорости  $\varphi$  определяют действительную скорость истечения из форсунки согласно  $W_c = \varphi \cdot W_T$ ;

р) по формулам (2.14) определяют коэффициент сопротивления  $\zeta$  форсунки, при этом значение коэффициента  $\varphi$  расхода форсунки берут из п. 3л последнего приближения.

4. Рассчитывают топливную магистраль от тройника (сечение «д») до рубашки охлаждения (сечение «е»).

а) определяют полное давление  $P_\phi^*$  перед форсункой

$$P_\phi^* = P_{к.с} + \Delta P_\phi; \quad (4.8)$$

б) определяют полное давление  $P_l^*$  перед рубашкой охлаждения двигателя  $P_l^* = P_\phi^* + P_{po}^*$ ;

в) находят приближенное значение внутреннего диаметра трубопровода между сечениями «д» и «е» по заданным значениям скорости и расхода. Найденной значение диаметра, выраженное в мм, округляется до ближайшего целого, после чего уточняется значение скорости течения жидкости в магистрали;

г) вычисляют значение числа Рейнольдса по уточненному значению скорости в магистрали  $Re = \frac{W d}{\nu}$ ;

д) определяют потери напора  $\Delta h_{M15}$  и  $\Delta h_{M14}$  в коленах 15 и 14 по формуле Вейсбаха (2.5), при этом коэффициенты местных сопротивлений находят из рис. 12, 13 в соответствии с исходными данными для расчета;

е) определяют потерю напора  $\Delta h_{M16}$  в регуляторе аналогично п.3;

ж) находят потери  $\Delta h_{mpd-l}$  в магистрали  $l_{d-l}$  по формуле Дарси-Вейсбаха (2.7). Значение диаметра магистрали и скорости течения  $W$  жидкости в ней берут из п. 4в, а значение числа Рейнольдса из п. 4г;

з) определяют статическое давление  $P_l$  перед рубашкой охлаждения камеры сгорания по формуле  $P_l = P_l^* - \frac{\rho \cdot W^2}{2}$ ,

где величина полного давления  $P_l^*$  перед рубашкой охлаждения берется из п. 4б, а значение скорости  $W$  течения жидкости в магистрали  $l_{d-8}$  из п. 4в;

и) в заключение расчета магистрали  $l_{d-1}$  определяют из уравнения Бернулли, составленного для сечений «д» и «е», статическое давление у тройника 18 в сечении «д»

$$gz_g + \frac{P_g}{\rho} + \frac{W_g^2}{2} = gz_l + \frac{P_l}{\rho} + \frac{W_l^2}{2} + L_{mp}, \quad (4.9)$$

где  $L_{mp} = \Delta h_{M16} + \Delta h_{M17} + \Delta h_{M22} + \Delta h_{mp.g-в}$ .

Величины  $\rho$ ,  $W_g = W_l$ ,  $P_g$ ,  $\Delta h_{M16}$ ,  $\Delta h_{M17}$ ,  $\Delta h_{M22}$ ,  $\Delta h_{mp.g-в}$  берут из предыдущего расчета.

5. Рассчитывают тройник 18.

а) находят скорость течения  $W$  жидкости перед тройником согласно выражения  $W = \frac{4G}{\rho \cdot \pi \cdot d^2}$ . При этом можно принять,

что площадь  $F_2$  равна площади  $F_g$  и равна площади магистрали  $l_{d-8}$ . Тогда расход жидкости в сечении «г» будет  $\dot{m} = \dot{m}_2 - \dot{m}_{22}$ . Плотность жидкости  $\rho$  и диаметр в сечении «г» берут из п. 14.

б) предварительное значение скорости  $W_{ж}$  в сечении «ж» принимают равным скорости  $W_c$ , поскольку потери напора в тройнике будут тем меньше, чем меньше изменение скорости в потоке, что следует, в частности, из рис. 9;

в) определяют в первом приближении диаметр ( $d = \sqrt{4F/\pi}$ ) и площадь ( $\bar{F} = b/W\rho$ ) проходного сечения тройника в сечении «ж». При этом принимают, что  $G = G_{22}$ , а плотность  $\rho$  жидкости и ее скорость  $W$  берут из п.п.1 и 5;

г) уточняют диаметр  $d^*$  проходного сечения тройника в сечении «ж» путем округления в миллиметрах до ближайшего целого значения результата, полученного в п.5в;

д) вычисляют уточненные значения скорости  $W$  и площади  $F$  проходного сечения тройника в сечении «ж» по уточненному значению диаметра  $d^*$ , определенному в п. 5;

е) определяют потерю напора  $\Delta h_{м.з-у}$  в потоке, идущем от сечения «г» к сечению «д», по формуле Вейсбаха (2.5), в которой значение коэффициента местного сопротивления берется из графика на рис. 9, а значение скорости  $W$  берется из п.5;

ж) аналогично п. 5 определяют потерю напора  $\Delta h_{м.з-*}$  в потоке, идущем от сечения «г» к сечению «ж» в тройнике;

з) находят по уравнению Бернулли статическое давление в сечении «г»:

$$gz_{г} + \frac{P_{г}}{\rho} + \frac{W_{г}^2}{2} = gz_{г} + \frac{P_{г}}{\rho} + \frac{W_{г}^2}{2} + L_{мп}, \quad (4.10)$$

где  $L_{мп} = \Delta h_{м.з-г}$ . Величины  $W_{г}$ ,  $P_{г}$ ,  $W_{г}$ ,  $\Delta h_{м.з-г}$  берут из п.5а, а величина  $\rho$  берется из п.1;

и) аналогично п. 5з определяют статическое давление в сечении «ж» из уравнения Бернулли, составленного для сечений «г» и «ж»:

$$gz_{г} + \frac{P_{г}}{\rho} + \frac{W_{г}^2}{2} = gz_{ж} + \frac{P_{ж}}{\rho} + \frac{W_{ж}^2}{2} + L_{мп}, \quad (4.11)$$

где  $L_{мп} = \Delta h_{м.з-*}$ , а величины  $W_{г}$ ,  $P_{г}$ ,  $W_{г}$ ,  $\Delta h_{м.з-*}$  берутся из п.п. 5а, 5з, 5д, 5ж.

6. Рассчитывают мощность насоса горючего.

а) определяют напор  $H$  насоса по формуле (2.17). Значения  $P_{вх}=P$ ,  $P_{вых}=P_2$ ,  $W_{вх}=W_в$ ,  $W_{вых}=W_г$  и  $\rho$  берут из п.п. 2п, 5з, 2в, 5а, 1;

б) мощность  $N$  на валу насоса определяют по формуле (2.16).

## 5. РАСЧЕТ МАГИСТРАЛИ ОКИСЛИТЕЛЯ

Необходимо выполнить расчет, аналогичный расчету магистрали горючего, При этом следует ограничиться

сечениями «з» и «м». В расчете принимается, что горючее и окислитель на входе в газогенератор имеют одинаковое давление.

Завершить расчет необходимо построением графиков полного напора и его составляющих по длине топливных магистралей. С этой целью для сечений «а», «б», «в», «г», «д», «е», «ф», «кс» магистрали горючего и сечений «з», «и», «к», «л», «м» магистрали окислителя определяют полный напор

$$H = z + \frac{P}{\rho} + \frac{W^2}{2}$$

и его составляющие ( $z$ ,  $P/\rho$ ,  $W^2/2$ ), результаты

расчета сводятся в таблицы 2 и 3.

Таблица 2

*Магистраль горючего*

Напор и его составляющие, Дж/кг	сечение							
	а	б	в	г	д	е	ф	кс
H								
z								
$P/\rho$								
$W^2/2$								

Таблица 3

*Магистраль окислителя*

Напор и его составляющие, Дж/кг	сечение				
	з	и	к	л	м
H					
z					
$P/\rho$					
$W^2/2$					

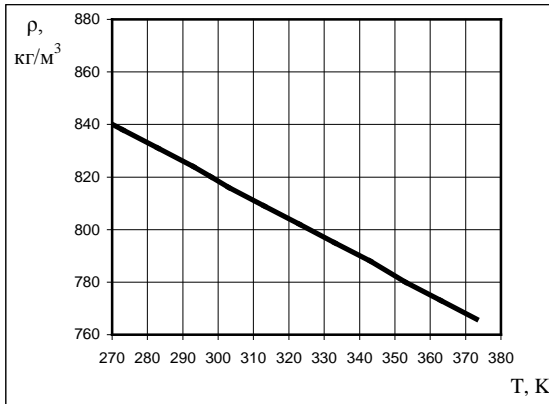
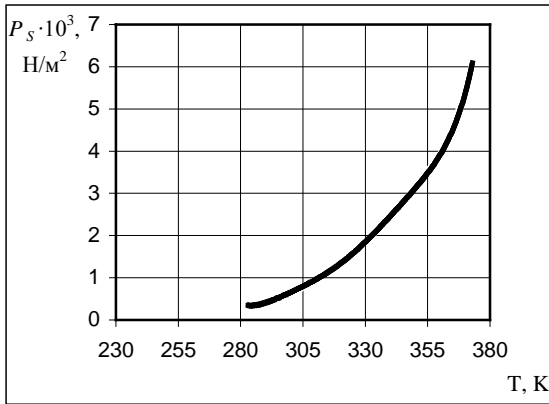
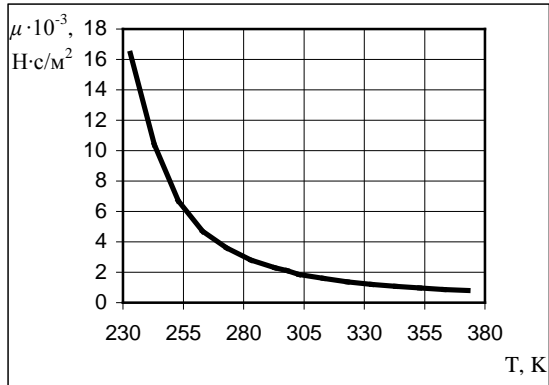


Рис. 2. Физические константы керосина Т-1

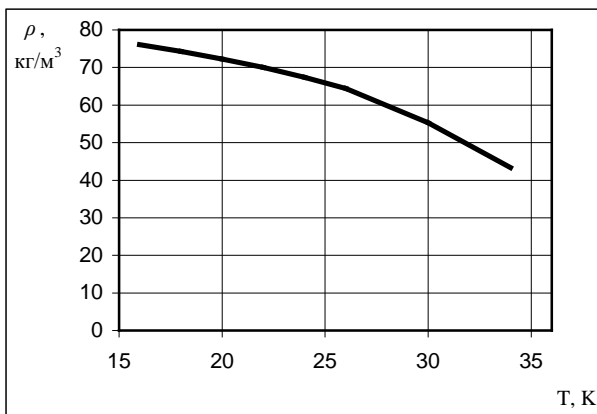
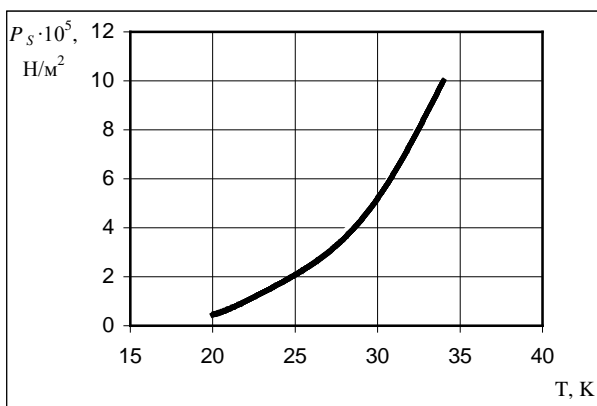
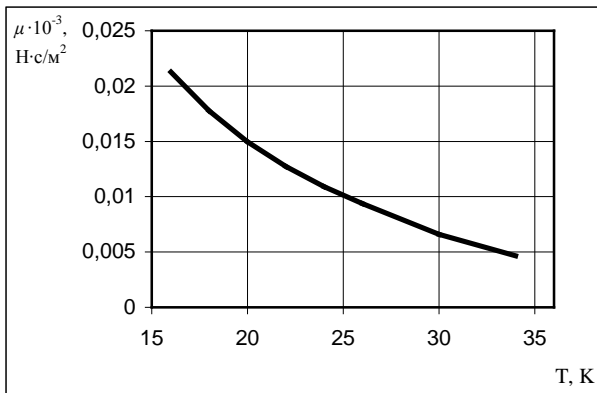


Рис. 3. Физические константы жидкого водорода

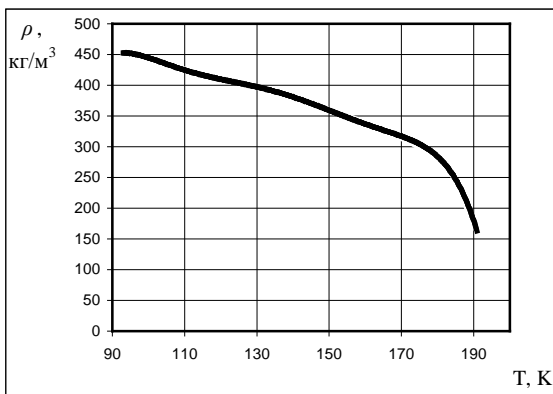
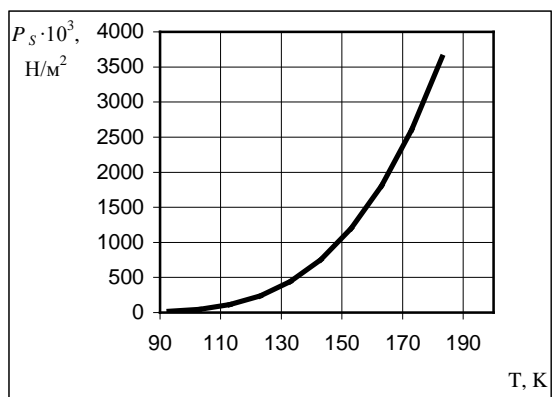
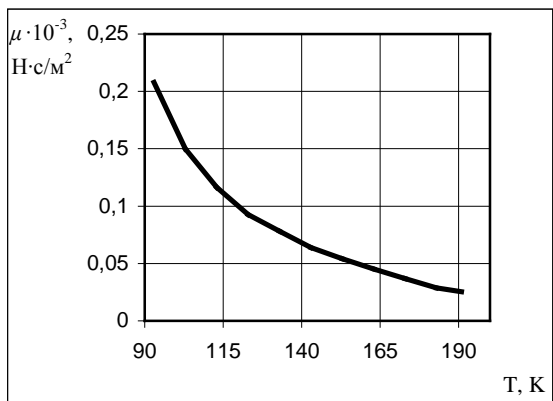


Рис. 4. Физические константы метана в жидком состоянии



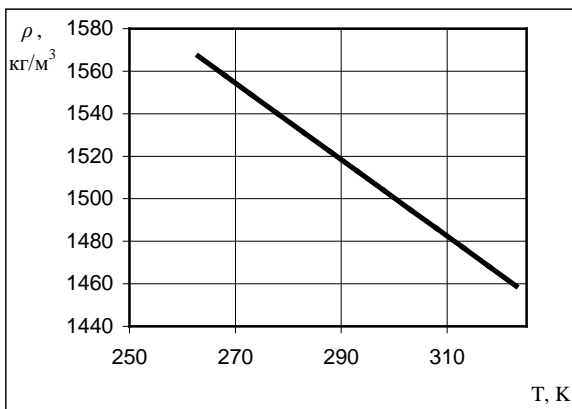
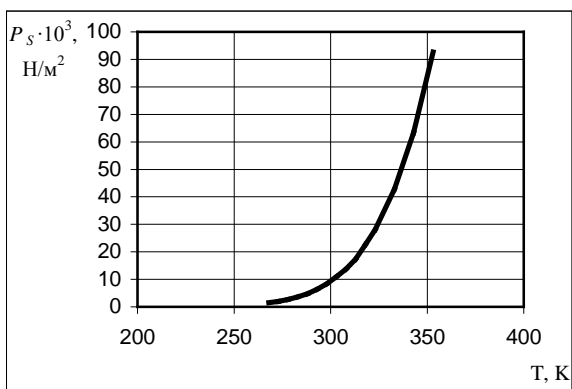
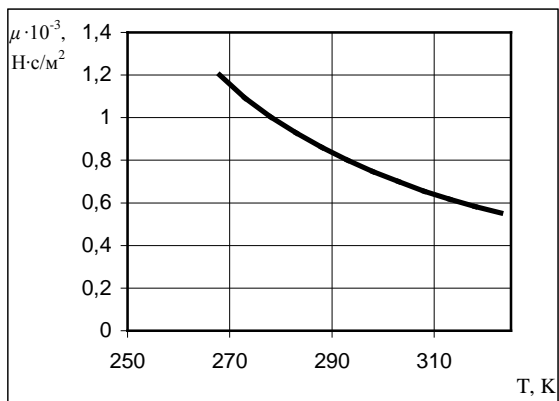


Рис. 5. Физические константы азотной кислоты

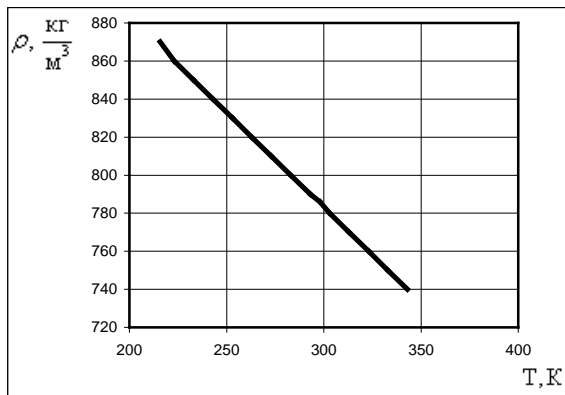
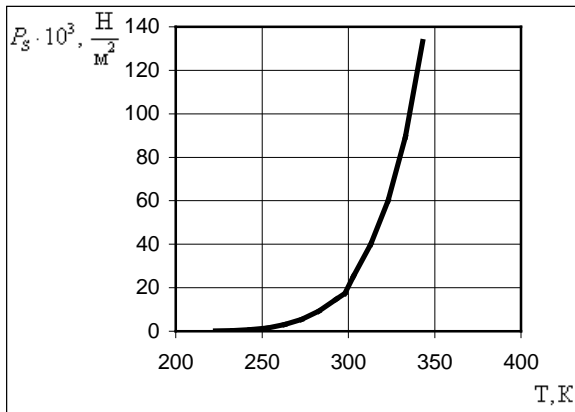
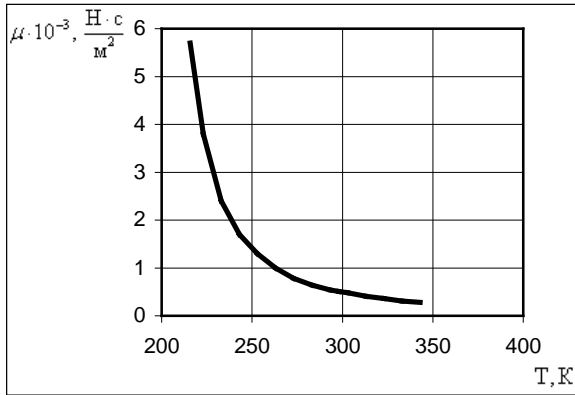


Рис. 6. Физические константы несимметричного горючего

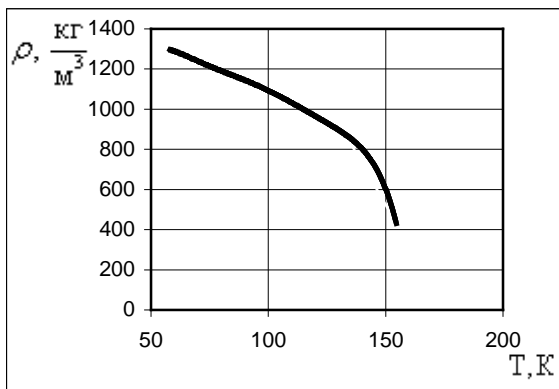
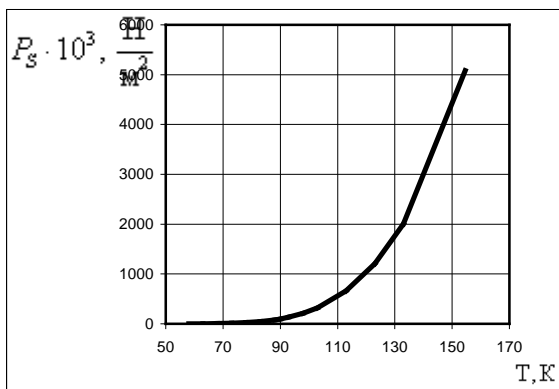
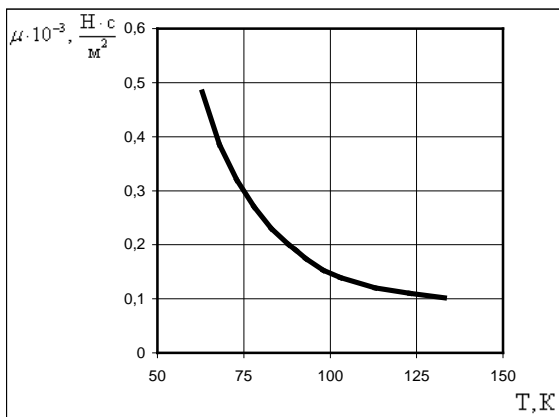


Рис. 7. Физические константы жидкого кислорода

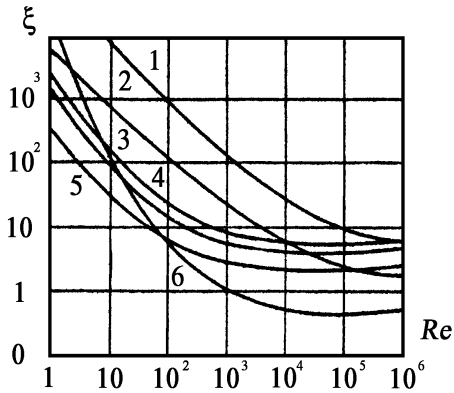


Рис. 8. Зависимость коэффициента местных сопротивлений от  $Re$ :  
 1 – мембрана прорыва; 2 – фильтр фетровый; 3 – клапан; 4 – регулятор;  
 5 – кран отключений; 6 – обратный клапан

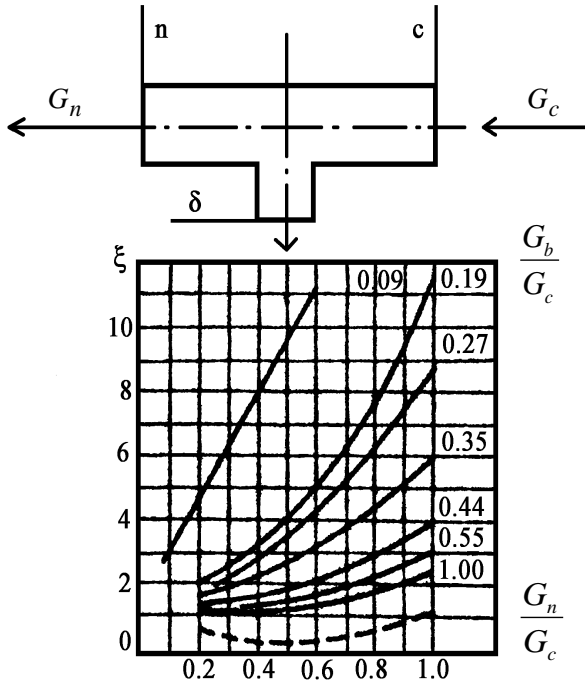


Рис. 9. Зависимость коэффициента сопротивления тройника приточного  $F_n=F_c$ ,  $\alpha=90^\circ$

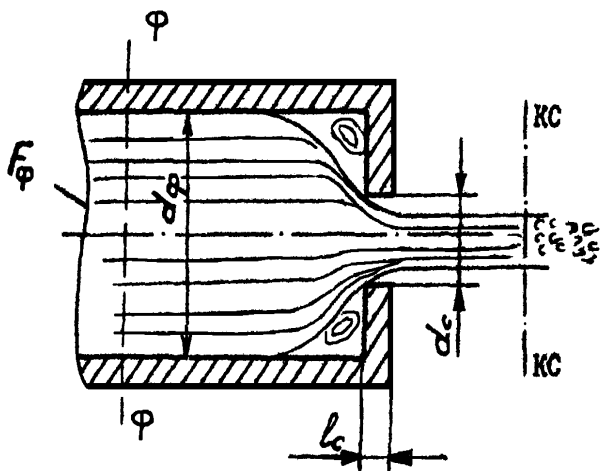


Рис. 10. Расчетная схема струйной форсунки

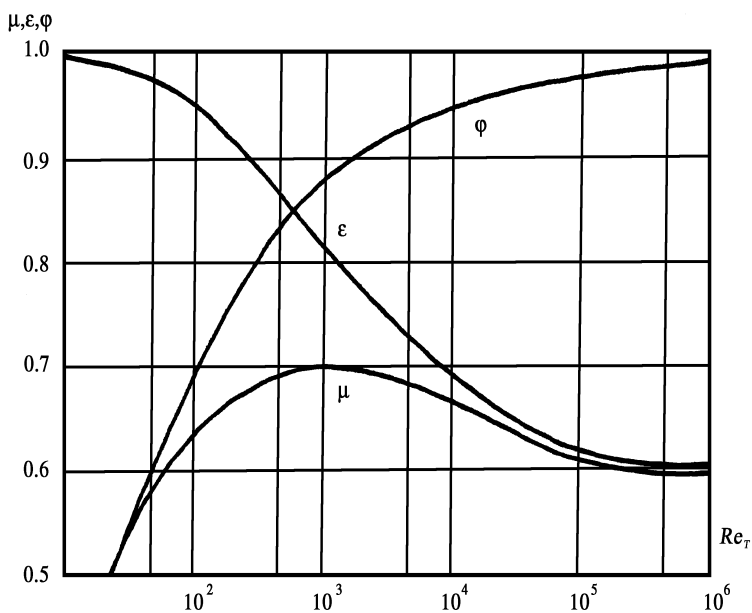


Рис. 11. Зависимость коэффициентов расхода  $\mu$ , скорости  $\phi$  и сужения  $\epsilon$  от  $Re$

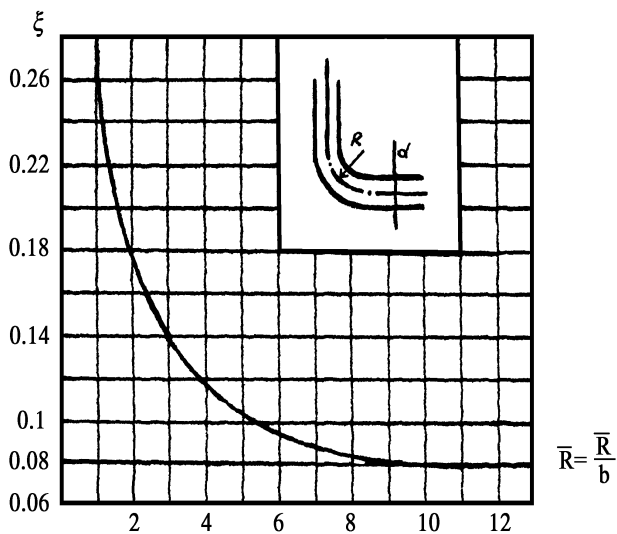


Рис. 12. Зависимость коэффициента сопротивления колена от  $a$ ,  $b$ ,  $c$

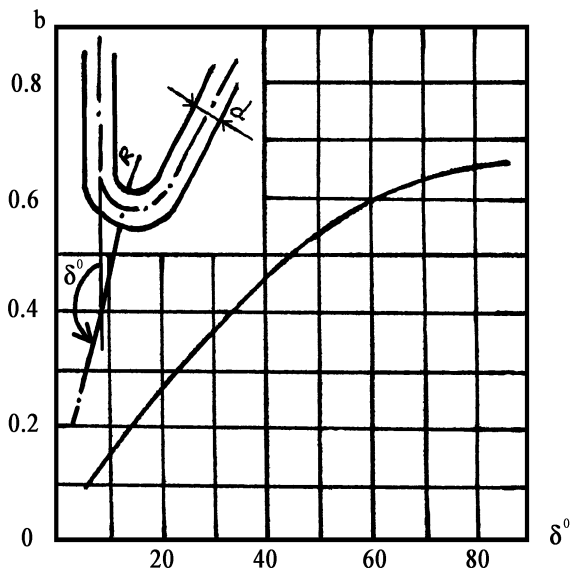


Рис. 13. Зависимость  $b$  от  $\delta^\circ$  для колена

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
	Топливо	Температура компонентов топлива в баках (Т, °К)									
1	Керосин	285	295	305	315	325	335	345	355	365	373
	Кислород	63	65	75	85	95	105	115	120	125	130
2	Водород	20	22	24	26	27	28	30	31	32	34
	Кислород	66	76	86	96	106	116	120	126	128	133
3	Метан	93	100	110	120	130	140	150	160	170	180
	Кислород	64	67	74	78	84	94	100	104	114	124
4	НДМГ	223	230	240	250	260	270	280	290	300	340
	ННО <sub>3</sub>	268	270	275	280	285	290	295	300	305	323
5	НДМГ	235	245	255	265	275	285	295	310	320	330
	Кислород	80	86	89	91	99	107	113	119	121	132
6	Керосин	283	290	300	310	320	330	340	350	360	370
	ННО <sub>3</sub>	225	233	243	243	257	263	264	277	315	320
7	Керосин	287	297	307	317	329	337	347	357	362	369
	Кислород	68	73	77	88	98	103	108	118	128	131
8	Водород	21	23	25	29	33	25	29	30	24	26
	Кислород	69	71	81	93	97	101	111	121	124	129
9	Метан	95	105	115	123	129	135	145	155	165	175
	Кислород	70	72	79	82	87	92	102	112	122	127
0	НДМГ	248	248	258	268	278	288	298	308	325	335
	ННО <sub>3</sub>	227	236	242	252	258	262	268	310	317	322

3	Расход горючего	$\dot{m}_Г$	кг/с	50		
4	Расход окислителя	$\dot{m}_O$	кг/с	120		
5	Расход горючего через генератор	$\dot{m}_{ГГ}$	кг/с	8		
6	Рекомендуемая скорость движения горючего в трубах	$W_Г$	м/с	12		
7	Рекомендуемая скорость движения окислителя в трубах	$W_O$	м/с	18		
8	Перепад давления на форсунках горючего	$\Delta P_\phi$	МПа	1,5		
9	Падение полного давления горючего в рубашке охлаждения камеры сгорания двигателя (между сечениями $l$ и $\phi$ )	$\Delta P_{p,n}$	МПа	9		
10	Кавитационный запас на входе в насосы: -горючего -окислителя	$\Delta P_\Gamma$ $\Delta P_o$	МПа, МПа	0,30 0,26		
11	Мощность коэффициента полезного действия насосов горючего и окислителя	$\eta_z$ , $\eta_o$	%, %	0,65 0,68		
12	Давление в камере сгорания двигателя	$\Delta P_{к.с}$	МПа	18		
14	Длины труб между различными сечениями системы питания	$l_{в-б}, l_{з-л}$ $l_{н-к}, l_{л-м}$	м, м	1,0 0,5	1,5 0,5	
15	Относительный радиус колена: отношение радиуса изгиба $R$ труб к их внутреннему диаметру $d$ : $\bar{R} = R/d$ и угол изгиба $\delta^\circ$	$R_{22}, R_{17}, R_{19}$ $\delta_{22}, \delta_{17}, \delta_{19}$	м, $\delta^\circ$	4 90 <sup>0</sup>	6 70 <sup>0</sup>	7 80 <sup>0</sup>
16	Высота $z_i$ расположения различных сечений системы питания	$z_a, z_b, z_g,$ $z_e = z_d = z_{жс}$ $z_e, z_3, z_u,$ $z_k = z_l$	м	4,5 2,8 0,1 1	4,0 - 10 -	3,0 - 4,6 -
17	Число форсунок в камере сгорания двигателя	$n$	шт.	120		
18	Отношение площади сопла форсунки к площади ее трубки	$\bar{F}$	-	0,6		
19	Подогрев горючего в рубашке охлаждения	$\Delta t_{p,o}$	$^\circ K$	100		
20	Давление в баке, обеспечивающее его устойчивость	$P_{уст}$	МПа	0,3		



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Альтшуль А.Д., Кисилев П.Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). Учебное пособие для вузов. - М.: Стройиздат, 1975. - 323 с.

2. Гидравлика, гидромашин и гидропривод: Учебник для машиностроительных вузов/Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.

3. Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей.- М.: Машиностроение, 1978. 128 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	2
1. ОПИСАНИЕ ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ .....	2
2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ И ФОРМУЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ.....	4
3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ .....	9
4. ПОРЯДОК РАСЧЕТА МАГИСТРАЛИ ГОРЮЧЕГО .....	11
5. РАСЧЕТ МАГИСТРАЛИ ОКИСЛИТЕЛЯ.....	188
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	31

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к практическим занятиям и курсовой работе  
по дисциплине «Конструирование агрегатов ЖРД»  
для студентов специальности 160700.65, 24.05.02  
«Ракетные двигатели» очной формы обучения

Составители:

Скоморохов Геннадий Иванович,  
Гуртовой Андрей Александрович

В авторской редакции

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный  
технический университет»  
394026 Воронеж, Московский просп., 14