

**А. А. Афанасьев, Ю. В. Демьяненко, К. В. Кружаев, Д. П. Шматов**

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ЖРД**

Учебное пособие

Воронеж 2022

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Воронежский государственный технический университет»**

**А. А. Афанасьев, Ю. В. Демьяненко, К. В. Кружаев, Д. П. Шматов**

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ЖРД**

Учебное пособие

Воронеж 2022

УДК 621.454.2(075.8)

ББК 31.56я7

П791

**Рецензенты:**

*БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова (г. Санкт-Петербург)*  
*(зав. кафедрой А8 «Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов»*  
*канд. техн. наук, доц. А. А. Левихин);*  
*зам. начальника конструкторского бюро по РЛМ АО КБХА (г. Воронеж)*  
*канд. техн. наук Т. Ч. Колбая*

П791 Проектирование турбонасосной системы подачи ЖРД: учеб. пособие [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые и граф. данные (1,6 Мб) / А. А. Афанасьев, Ю. В. Демьяненко, К. В. Кружаев, Д. П. Шматов. – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2022. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): цв. – Систем. требования: ПК 500 и выше; 256 Мб ОЗУ; Windows XP; SVGA с разрешением 1024×768; Adobe Acrobat; CD-ROM дисковод; мышь. – Загл. с экрана.

ISBN 978-5-7731-1060-6

В пособии рассмотрены основные положения по конструированию турбонасосных агрегатов, а также важные вопросы по расчету шнеко-центробежных насосов, турбин основных турбонасосных агрегатов ЖРД.

Издание предназначено для студентов специальности 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения при изучении дисциплин «Теория и проектирование ТНА», «Конструирование ТНА», «ПГС», «Преддипломная практика», «Дипломное проектирование» и «Научно-исследовательская работа».

Ил. 23. Табл. 10. Библиогр.: 14 назв.

**УДК 621.454.2(075.8)**

**ББК 31.56я7**

*Издается по решению редакционно-издательского совета  
Воронежского государственного технического университета*

ISBN 978-5-7731-1060-6

© Афанасьев А. А., Демьяненко Ю. В.,  
Кружаев К. В., Шматов Д. П., 2022  
© ФГБОУ ВО «Воронежский  
государственный технический  
университет», 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Турбонасосная система подачи имеет достаточно большое число схемных решений, подробная классификация которых приведена в работе [1]. Турбонасосная система питания, пример которой представлен на рис. 1.1, включает в себя баки горючего 1 окислителя 2, выходы 20 и 21 из баков в трубопроводы 14, 15, мембраны принудительного прорыва 3, 4, насосы окислителя 6 и горючего 5, газогенератор 7, регулятор тяги 8, форсунки горючего 11 и окислителя 12, турбины 13.

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

Горючее подается на 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 16 обеспечивает одновременную выработку компонентов топлива из баков.

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

Переход к схемам ЖРД с дожиганием позволяет повысить удельный импульс тяги двигательной установки как за счет устранения потерь, связанных с выбросом генераторного газа в атмосферу, так и за счет применения в этих двигателях более высоких давлений в камере сгорания.

Дожигание генераторного газа может производиться либо в основных камерах, либо в специальной камере двигателя.

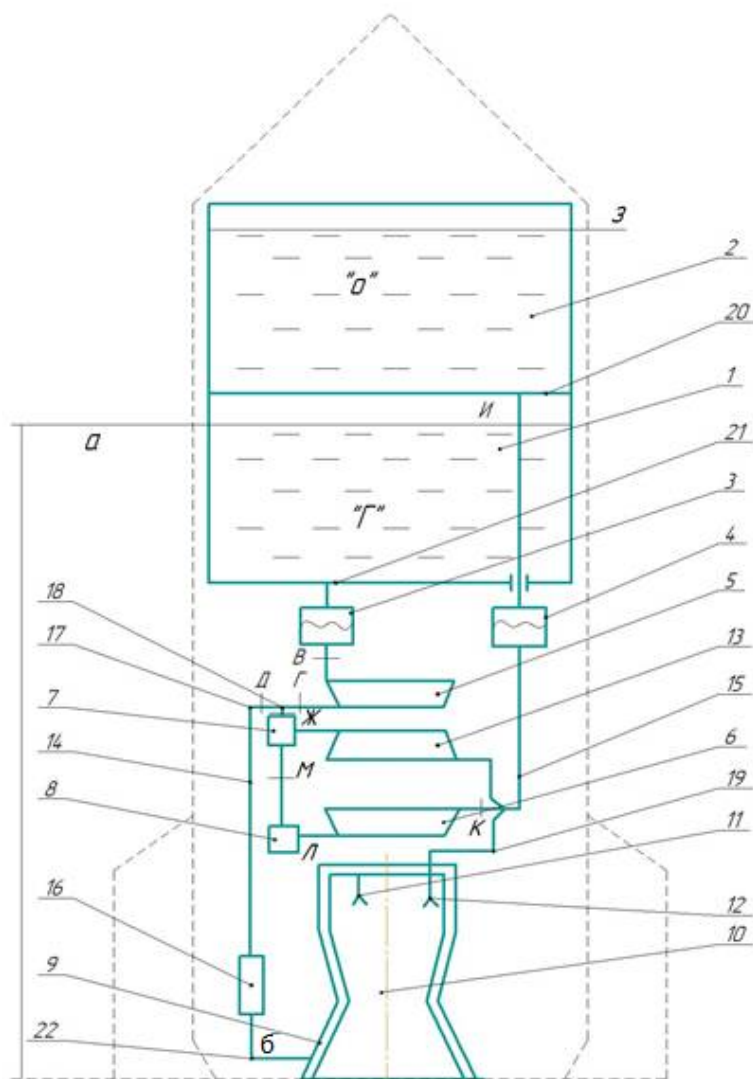
Для обеспечения безкавитационной работы насосов окислителя и горючего используются преднасосы. В качестве преднасосов в современных двигателях используются бустерные насосные агрегаты (БНА), обладающие по сравнению с эжекторами большой экономичностью.

Турбонасосные агрегаты (ТНА) предназначены для подачи компонентов в газогенератор и камеру сгорания при заданных расходах и давлениях на входе и выходе. 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.

# 1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

## 1.1. Основные уравнения и формулы, применяемые для гидравлического расчета системы питания

### 1.1.1. Расчет топливных магистралей



**Рис. 1.1.** Схема турбонасосной системы питания двигателя:

О – окислитель; Г – горючее. 1 – бак горючего, 2 – бак окислителя, 3, 4 – мембраны принудительного прорыва, 5 – насос горючего, 6 – насос окислителя, 7 – газогенератор, 8 – регулятор тяги, 9 – рубашка охлаждения, 10 – камера сгорания, 11 – форсунки горючего, 12 – форсунки окислителя, 13 – турбина, 14 – трубопровод горючего, 15 – трубопровод окислителя, 16 – регулятор соотношения компонентов, 17, 18, 21, 22 – местные сопротивления магистрали горючего, 19, 20 – местные сопротивления магистрали окислителя

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

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

Уравнение Бернулли для двух названных выше контрольных сечений записывается по формуле

$$gz_1 + \frac{P_1}{\rho} - \frac{\alpha_1 w_1^2}{2} = gz_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 w_2^2}{2} + L_{\text{тех}} + L_{\text{тр}}, \quad (1.1)$$

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

Уравнение неразрывности для рассматриваемого случая будет иметь вид:

$$w_1 F_1 = w_2 F_2, \quad (1.2)$$

где  $F$  – площадь проходного сечения.

Удельная работа  $L_{\text{тр}}$  определяется согласно выражению

$$L_{\text{тр}} = \left( \sum_1^i \Delta h_{\text{тр}L} + \sum \Delta h_{mL} \right). \quad (1.3)$$

Потерю напора на трение ( $\Delta h_{\text{тр}}$ ) в трубопроводе определяют по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda_T \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (1.4)$$

где  $w = \frac{4G}{\rho \pi d^2}$  – средняя по сечению скорость жидкости, м/с;  $G$  – массовый секундный расход жидкости, кг/с;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $L$  и  $d$  – длина и диаметр трубопровода, м;  $\lambda_T$  – коэффициент потерь на трение или коэффициент Дарси.

Коэффициент трения  $\lambda_T$  зависит от режима течения жидкости ( $Re$ ) и относительной шероховатости внутренней поверхности трубопровода ( $\lambda_T=f(Re,\Delta/d)$ , где  $\Delta$  – средняя высота бугорков шероховатости. Для гидравлически гладких труб, которые применяют для топливных систем, коэффициент  $\lambda_T$  определяют по формуле Блазиуса:

для  $2300 < Re < 10^5$ :

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (1.5)$$

или по формуле П.К. Конакова (при  $Re > 10^5$ ):

$$\lambda_T = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (1.6)$$

Число  $Re$  для некоторого сечения трубопровода будет иметь следующий вид:  $Re = \frac{wd}{\nu}$ , где  $\nu = \mu / \rho$  – коэффициент кинематической вязкости.

В случае ламинарного режима течения жидкости коэффициент Дарси определится по формуле  $\lambda = \frac{64}{Re}$  (для  $Re < 2300$ ).

Потери напора на преодоление местных сопротивлений вычисляют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h = \xi \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (1.7)$$

где  $w$  – среднее значение скорости по сечению на входе в местное сопротивление,  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа местного сопротивления и числа  $Re$ . Значение  $\xi$  берется из экспериментальных данных.

### 1.1.2. 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:

- к срыву режима работ машин, т. е. резкому снижению его выходных параметров;

- к эрозионному разрушению элементов конструкции;

- 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 ( $\Delta P_{\text{сопр.вх}}$ ) и скоростью потока на входе в насос ( $w_{\text{вх}}$ ) и существенно меняется на активном участке траектории:

$$P_{\text{вх}} = P_0 + \rho l j - P_{\text{сопр.вх}} - \rho \cdot \frac{w_{\text{вх}}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (1.8)$$

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

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

$$P_{\text{вх, min}} \geq P_s + \Delta P, \quad (1.9)$$

где  $\Delta P$  – кавитационный запас.

В настоящем пособии величина  $\Delta P$  задается.

### 1.1.3. Струйная форсунка

Течение жидкости в струйные форсунки существенно отличается от течения в магистрали, что связано с отрывом потока от стенки, а поэтому расчет её имеет свои особенности.

Теоретическая скорость истечения из форсунки ( $w_T$ ) – скорость истечения при отсутствии потери давления определяется по формуле

$$w_T = \sqrt{\frac{2\Delta P_{\phi}}{\rho}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (1.10)$$

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

Тогда действительная скорость истечения будет:

$$w_c = \varphi \cdot w_T, \quad (1.11)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости, учитывающий потери из-за вязкости и определяемый по графику (приложение 1) в зависимости от числа  $Re = w_T d_c / \nu$ , где  $d_c$  – диаметр сопла форсунки, м.

Коэффициент сопротивления форсунки выражается через коэффициент скорости согласно формуле

$$\xi = \frac{\Delta h}{w_1^2} = \frac{1}{\varphi^2} - 1. \quad (1.12)$$

Расход через форсунку определяется согласно формуле

$$\dot{m} = \mu F_c \rho \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = \mu F_c \rho w_T, \quad (1.13)$$

где  $\mu = \dot{m} / \dot{m}_T = \varphi \varepsilon'$  – коэффициент расхода, представляющий собой отношение действительного расхода  $\dot{m}$  через форсунку к теоретическому  $\dot{m}_T$ , т.е. 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;  $F = F_c / F_\phi = d_c^2 / D_\phi^2$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент совершенного сжатия струи.

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.

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

Мощность на валу насоса составит:

$$N = \frac{H \dot{m}}{\eta}, \text{ Вт}, \quad (1.14)$$

где  $\dot{m}$  – секундный массовый расход жидкости через насос;  $\eta$  – коэффициент полезного действия насоса;  $H$  – массовый напор насоса.

Массовый напор насоса определяется выражением

$$H = \frac{P_{\text{ВЫХ}} - P_{\text{ВХ}}}{\rho} - \frac{w_{\text{ВЫХ}}^2 - w_{\text{ВХ}}^2}{2}, \text{ Дж/кг}. \quad (1.15)$$

## 1.2. Исходные данные и задачи гидравлического расчета турбонасосной системы питания

Для выполнения гидравлического расчета системы питания должны быть заданы

1. Марка горючего
2. Марка окислителя
3. Расход горючего –  $\dot{m}_Г$ , кг/с.
4. Расход окислителя –  $\dot{m}_С$ , кг/с.
5. Расход горючего через газогенератор –  $\dot{m}_{ГГ}$ , кг/с.
6. Рекомендуемая скорость движения горючего в трубах –  $w_Г$ , м/с.
7. Рекомендуемая скорость движения окислителя в трубах –  $w_С$ , м/с.
8. Перепад давления на форсунках горючего –  $\Delta P_\phi$ , Па.
9. Падение полного давления горючего в рубашке охлаждения камеры сгорания двигателя –  $\Delta P_{p.o}$ , Па.
10. Кавитационный запас на входе в насосы:  
Горючего –  $\Delta P_Г$ , Па.  
Окислителя –  $\Delta P_О$ , Па.
11. КПД насосов горючего и окислителя –  $\eta_Г; \eta_О$ .
12. Давление в камере сгорания двигателя –  $P_{кc}$ , Па.
13. Температура горючего и окислителя в баках –  $T_Г, T_О$ , К.
14. Длины труб между различными сечениями системы питания (рис. 1.1) –  $l_{В-б}, l_{Л-М}$ , м.
15. Относительный радиус колена отношение радиуса изгиба  $R$  труб к их внутреннему диаметру  $d$  ( $\bar{R} = R/d$ ) и угол изгиба  $\delta^0$  (рис. 1.1) –  $\bar{R}_{22}, \bar{R}_{21}, \bar{R}_{17}, \bar{R}_{18}, \bar{R}_{19}, \bar{R}_{20}, \delta_{22}, \delta_{21}, \delta_{17}, \delta_{18}, \delta_{19}, \delta_{20}$ .
16. Высота  $z_i$  расположения различных сечений системы питания (рис. 1.1) –  $z_a, z_б, z_в, z_Г = z_д = z_ж, z_е, z_з, z_и, z_к = z_л = z_м$ .
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 –  $\Delta t_{p.o}$ , К.
20. Давление в баке, обеспечивающее его устойчивость –  $P_{уст}$ , Па.

Требуется определить:

1. Статическое давление  $P_i$  и скорость жидкости в сечениях а, б, в, Г, Д, Ж, показанных на рис. 1.1.
2. Определить внутренний диаметр 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. 1.1.
4. Найти мощность на валу насосов горючего и окислителя.

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

### 1.3. Порядок расчета магистрали горючего

1.3.1. Для определения давления в сечениях магистрали используется уравнение Бернулли, которое записывается относительно выбранного сечения к сечению с известными или легко определяемыми параметрами.

Стоит отметить, что в случае использования уравнения (1.1) необходимо обозначать индексом 2 сечение, которое располагается вниз по потоку от сечения 1.

1.3.2. Определив скорость течения жидкости в магистрали, находим диаметр труб в соответствующих сечениях согласно выражению

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4G}{\pi\rho w}}, \text{ м.} \quad (1.16)$$

1.3.3. Находят по рис. 1.2 – 1.10 свойства горючего [2]: плотность  $\rho$  кг/м<sup>3</sup>; давление насыщенных паров  $P_s$ , Па; коэффициент динамической вязкости  $\mu$ .

1.3.4. Выполняем расчет магистрали от бака (сечение «а») до входа в насос (сечение «В»):

1.3.4.1. Находят приблизительное значение внутреннего диаметра  $d_{б-в}$  магистрали  $l_{б-в}$  по формуле (1.16), используя заданное значение скорости  $w$ .

1.3.4.2. Найденный диаметр трубопровода  $d_{б-в}$  округляют в мм до ближайшего целого значения.

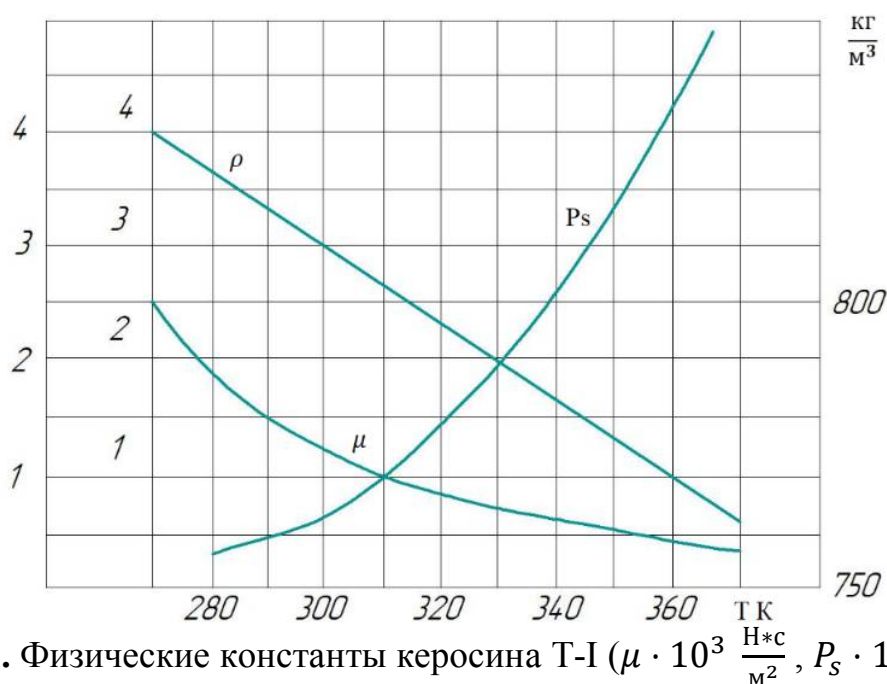


Рис. 1.2. Физические константы керосина T-I ( $\mu \cdot 10^3 \frac{H^*c}{M^2}$ ,  $P_s \cdot 10^{-4} \frac{H}{M^2}$ )

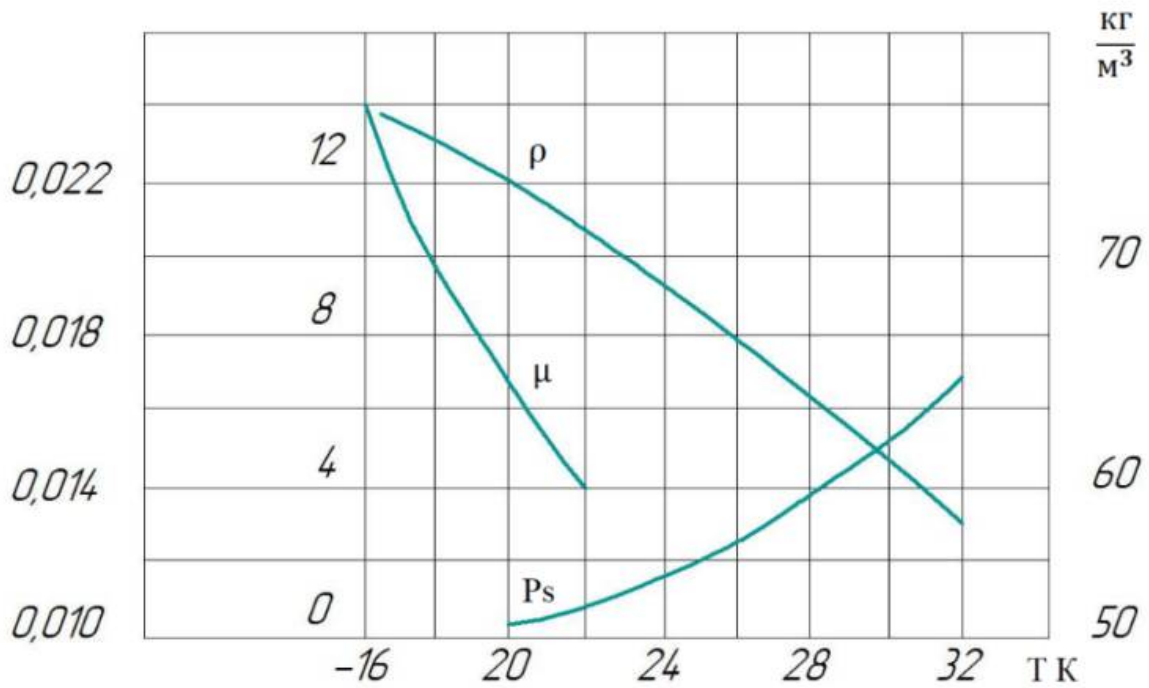


Рис. 1.3. Физические константы жидкого водорода ( $\mu \cdot 10^3 \frac{\text{Н*с}}{\text{м}^2}$ ,  $P_s \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ )

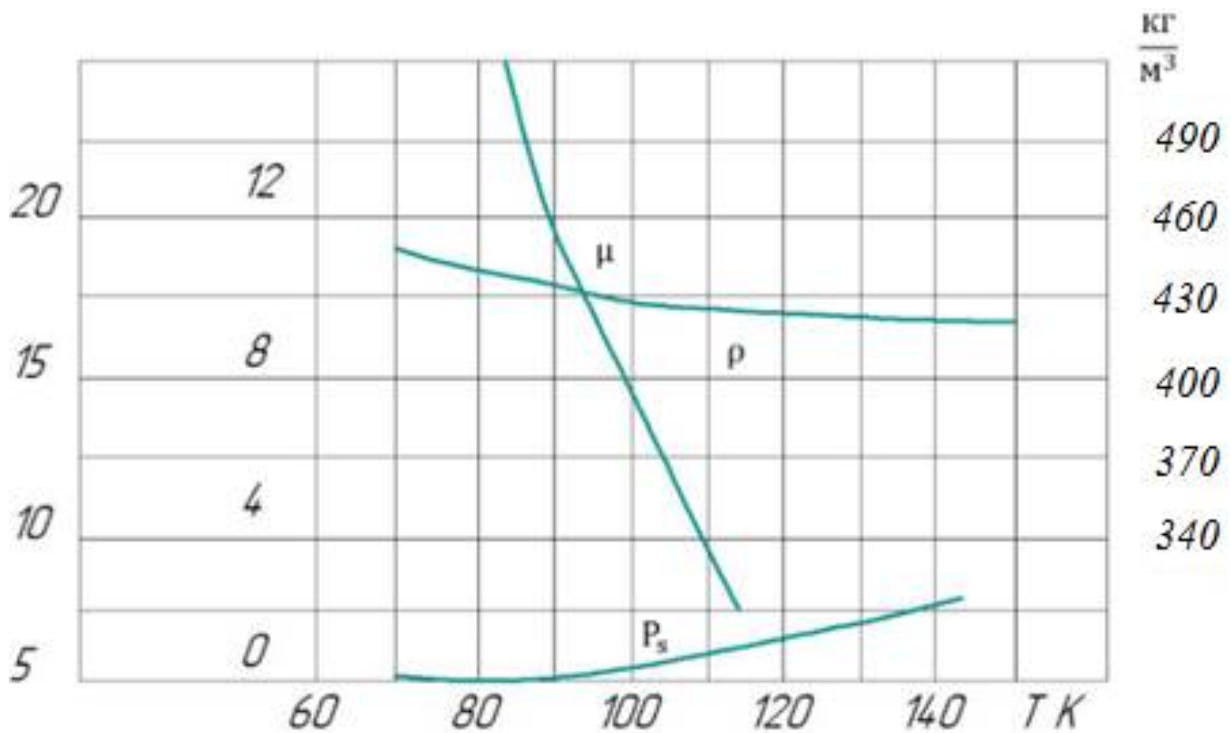


Рис. 1.4. Физические константы природного газа в жидком состоянии ( $\mu \cdot 10^6 \frac{\text{Н*с}}{\text{м}^2}$ ,  $P_s \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ )

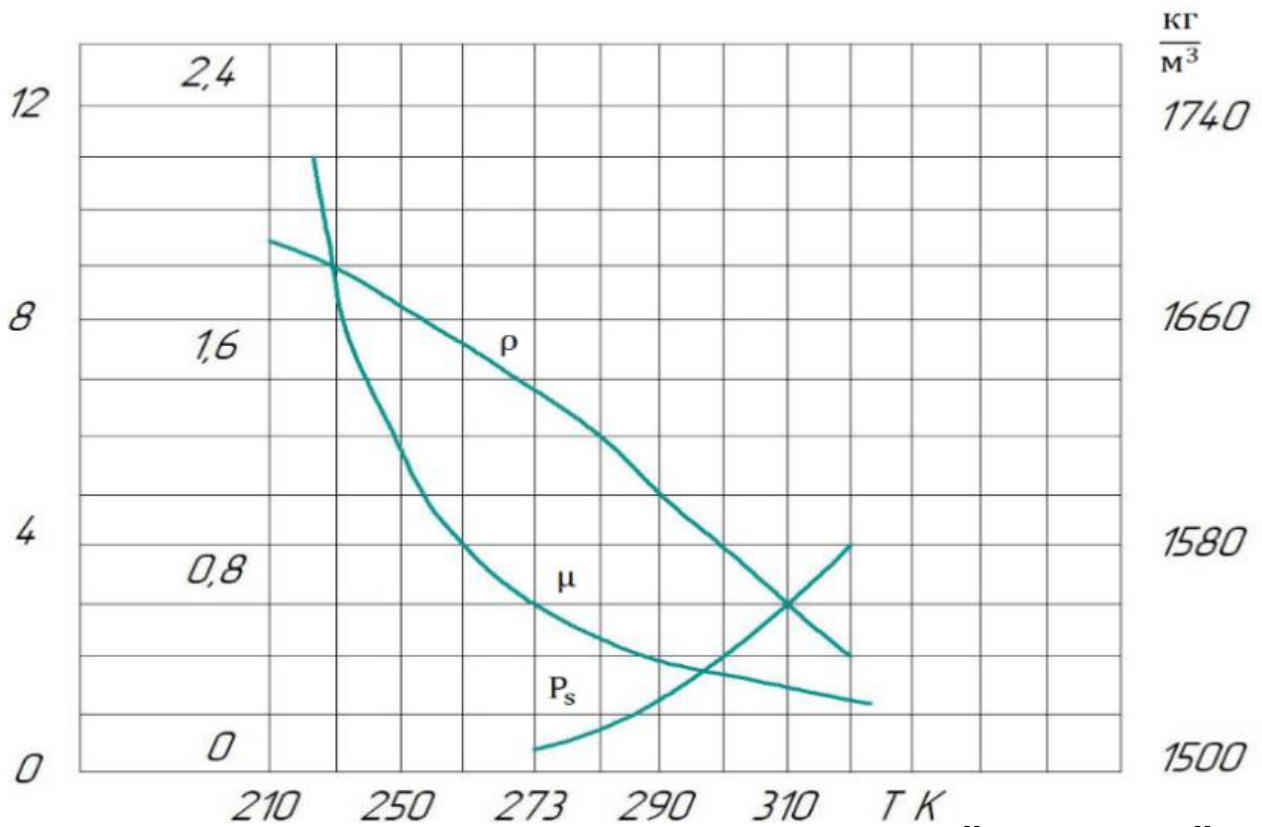


Рис. 1.5. Физические константы азотной кислоты ( $\mu \cdot 10^3 \frac{H^*c}{M^2}$ ,  $Ps \cdot 10^{-5} \frac{H}{M^2}$ )

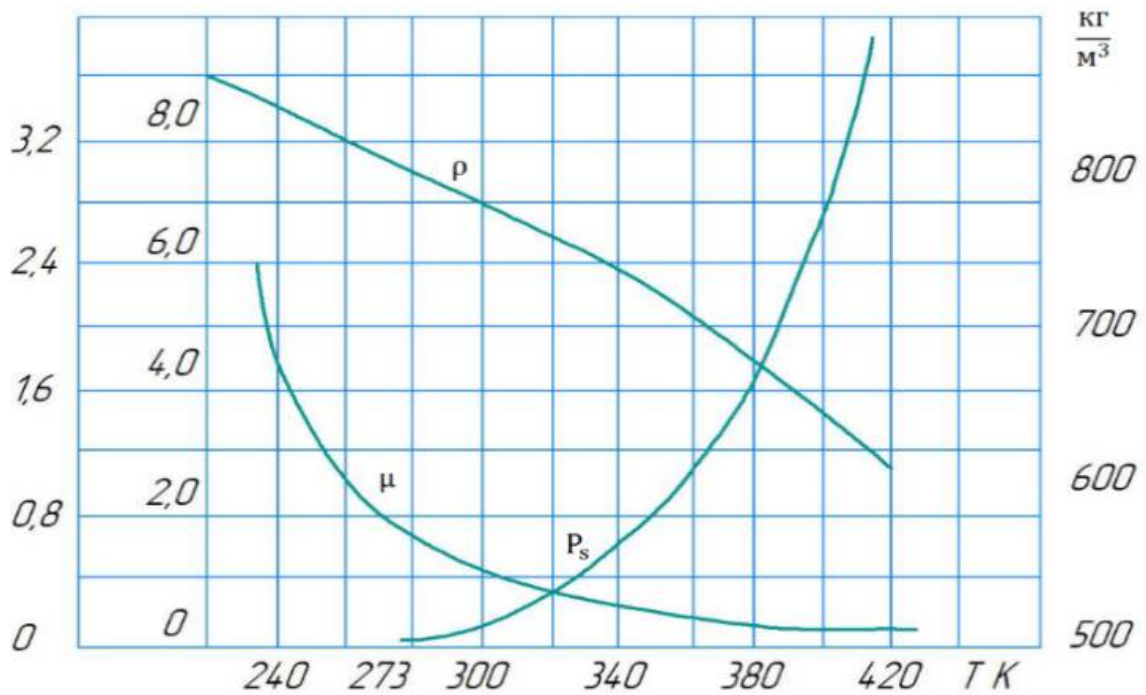
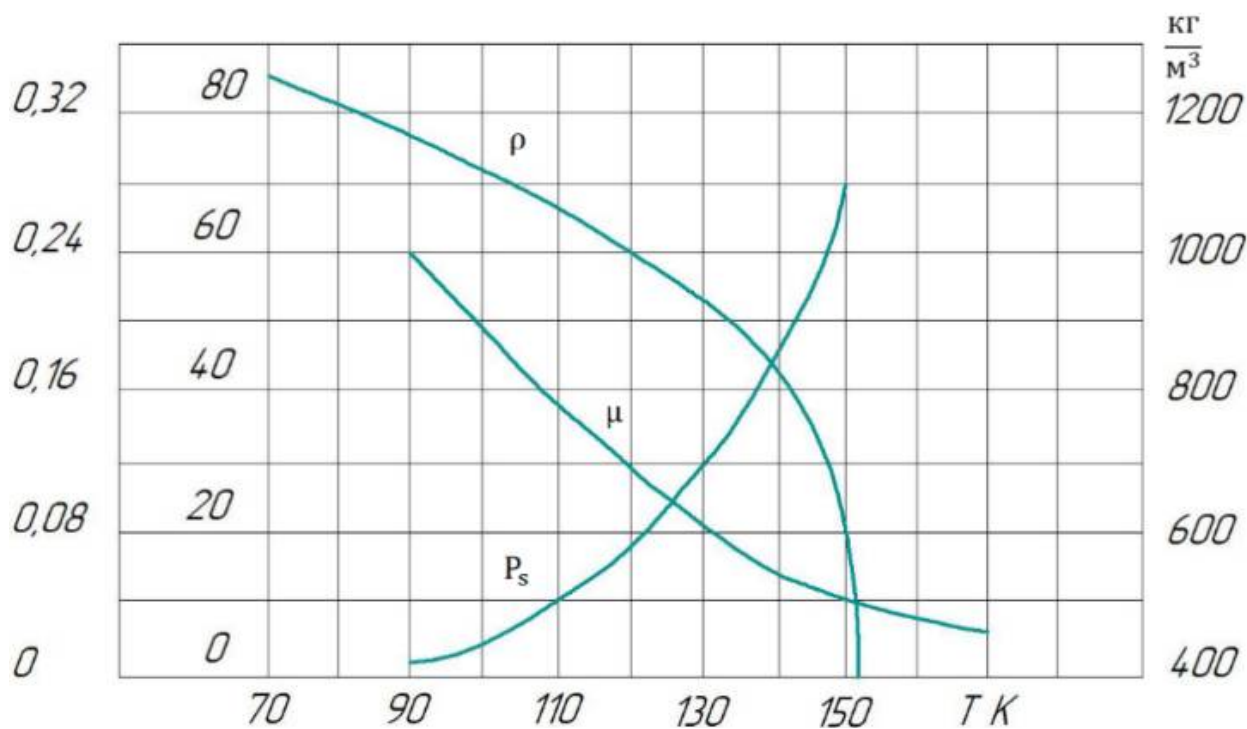
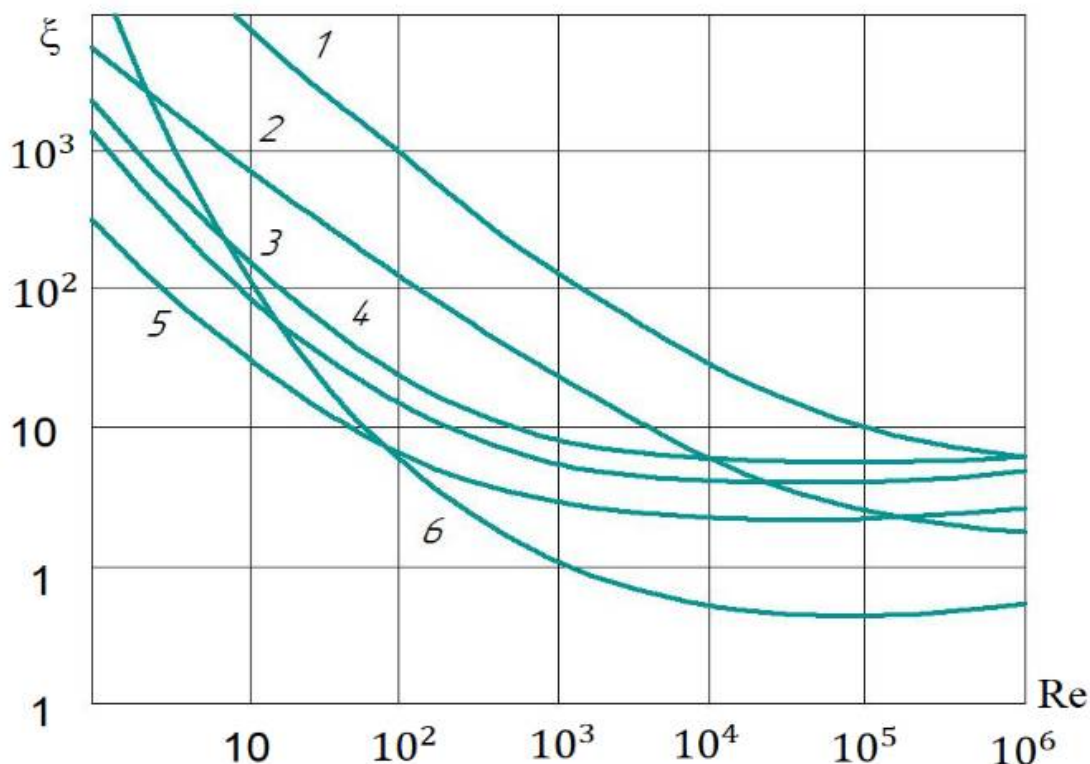


Рис. 1.6. Физические константы несимметричного горючего ( $\mu \cdot 10^3 \frac{H^*c}{M^2}$ ,  $Ps \cdot 10^{-5} \frac{H}{M^2}$ )



**Рис. 1.7.** Физические константы жидкого кислорода ( $\mu \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2}$ ,  $P_s \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ ).



**Рис. 1.8.** Зависимость коэффициента местных сопротивлений от Рейнольдса:

- 1 – мембрана прорыва; 2 – фильтр фетровый; 3 – клапан; 4 – регулятор;
- 5 – кран отключений; 6 – обратный клапан

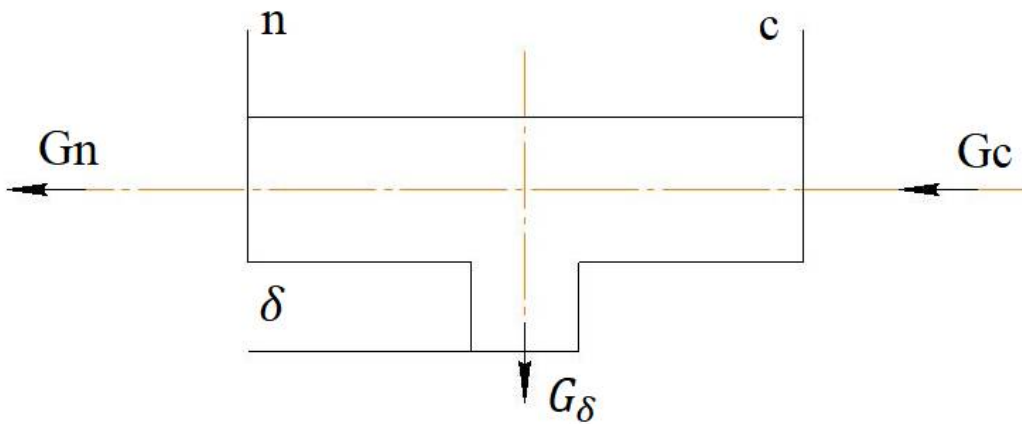


Рис. 1.9. Схема тройника проточного

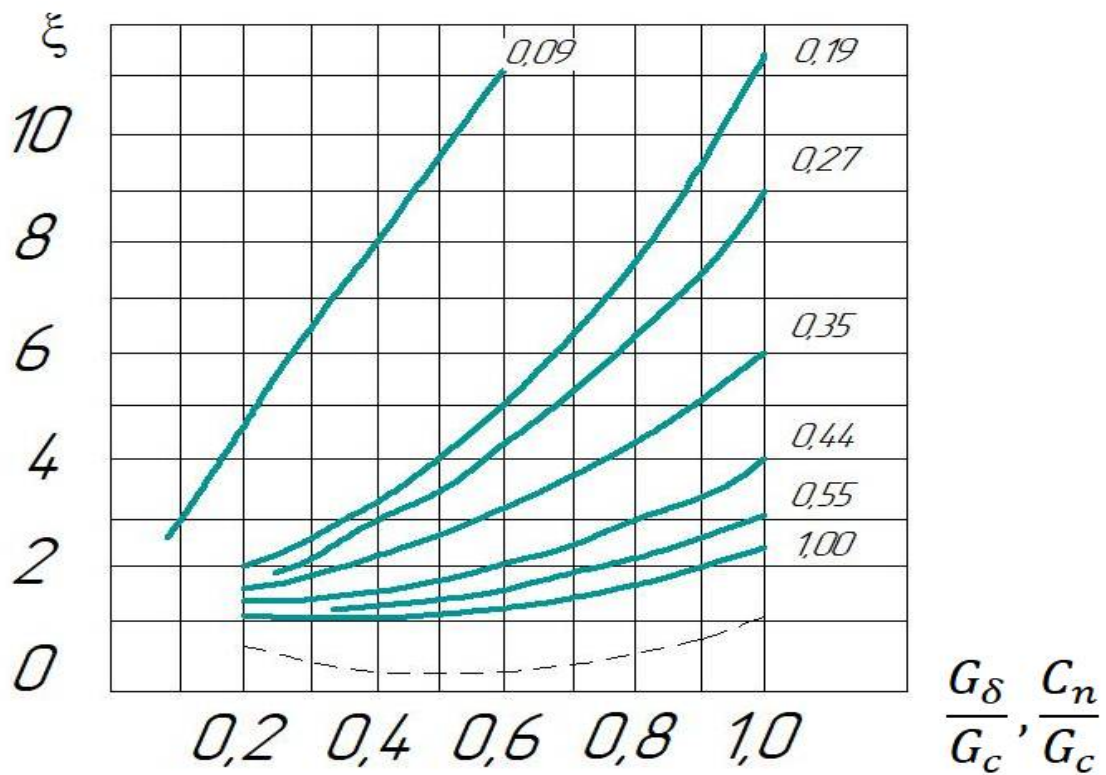


Рис. 1.10. Зависимость коэффициента сопротивления тройника проточного  $F_n = F_c, \alpha = 90^\circ$

1.3.4.3. Уточняют значение скорости в трубе  $l_{6-B}$  по принятому значению ее диаметра  $d_{6-B}$  по формуле

$$w = \frac{4G}{\rho \pi d^2}. \quad (1.17)$$

1.3.4.4. Определяют число Рейнольдса для течения в трубе  $l_{6-B}$ .

1.3.4.5. В сечении «В» на входе в насос горючего определяют статическое давление ( $P_{вх.min}$ ) из условий отсутствия кавитации в насосе (1.8). При этом давление насыщенных паров ( $P_s$ ) и значение кавитационного запаса ( $\Delta P_T$ ) из исходных данных для расчета.

1.3.4.6. Определяют потери напора  $\Delta h_{M21}$  на входе в трубу из бака горючего по формуле Вейсбаха (1.7). Коэффициент местного сопротивления принимают равным  $\xi_{вх}=0,5$ , а значение скорости движения жидкости в магистрали берется из пункта 1.3.4.3.

1.3.4.7. По формуле Вейсбаха (1.7) определяют потерю напора  $\Delta h_{M3}$  на мембране прорыва. Коэффициент местного сопротивления находят по рисунку 1.8 в зависимости от найденного в пункте 1.3.4.4 значений числа Рейнольдса, а значение скорости из пункта 1.3.4.3.

1.3.4.8. Определяют потерю напора  $\Delta h_{тр.б-в}$  на трение в магистрали  $l_{б-в}$  по формуле Дарои-Вейсбаха (1.4), при этом коэффициент трения по длине  $\lambda$  определяют в зависимости от значения числа Рейнольдса.

1.3.4.9. Находят по уравнению Бернулли (1.1) давление в баке над уровнем горючего.

1.3.5. Составляют уравнения Бернулли для сечений «а» и «В».

При этом вводят допущение, что  $w_a = 0$ . Тогда получим выражение

$$gz_a + \frac{P_u}{\rho} = gz_b + \frac{P_b}{\rho} + \frac{w_b^2}{2} + L_{тр}, \quad (1.18)$$

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

1.3.6. Решение уравнения Бернулли относительно давления  $P_a$  в баке горючего может быть проведено по одной из нижеследующих двух схем.

1.3.6.1. Подставляем в уравнение Бернулли значение статического давления  $P_b$  жидкости в сечении «В», равное минимально допустимому давлению  $P_{вх.min}$ , определенному в пункте 1.3.4.4 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.

Очевидно, что в этом случае насос окажется с повышенным запасом по кавитации.

1.3.6.2. Принимают, что давление  $P_a$  в баке над уровнем горючего равно минимально допустимому давлению  $P_{уст}$ , 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 пункте 1.3.4.5 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.

1.3.7. Расчёт струйной форсунки.

1.3.7.1. Определяют расход через все форсунки по формуле

$$\dot{m} = \dot{m}_Г - \dot{m}_{ГГ}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.19)$$

1.3.7.2. Определяют расход через одну форсунку по формуле

$$\dot{m}_\phi = \frac{\dot{m}}{n}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.20)$$

1.3.7.3. Находят теоретическую скорость истечения из форсунки согласно выражению (1.10).

1.3.7.4. Поскольку режим течения жидкости в форсунке обычно соответствует автомоделной области, то в качестве первого приближения берут значение коэффициента расхода  $\mu$ , из рис. 3.7, соответствующего  $Re_T = 10^5$ .

1.3.7.5. Определяют площадь  $F_c$  сопла форсунки по формуле

$$F = F_c / F_\phi. \quad (1.21)$$

1.3.7.6. Находят величину диаметра сопла форсунки согласно формуле

$$d_c = \sqrt{4F_c / \pi}. \quad (1.22)$$

1.3.7.7. С учетом подогрева  $\Delta t_{po}$  горючего в рубашке охлаждения камеры сгорания определяют температуру  $T_\phi^*$  горючего перед форсункой:

$$T_\phi^* = T_G + \Delta t_{po}. \quad (1.23)$$

1.3.7.8. По одному из приведенных рисунков находят значения плотности  $\rho$  и коэффициент динамической прочности  $\mu$  горючего, соответствующие значения температуры  $T_\phi^*$  горючего перед форсункой, определенному в пункте 1.3.4.7.

1.3.7.9. Определяют по формуле  $\nu = \mu / \rho$  значение кинематической вязкости горючего.

1.3.7.10. Вычисляют значение числа Рейнольдса  $Re_T$ , соответствующего теоретической скорости  $w_T$  истечения горючего из форсунки, по формуле

$$Re = \frac{w_T d_c}{\nu}. \quad (1.24)$$

1.3.7.11. Находят по рис. 1.12 коэффициент скорости  $\varphi$  и коэффициент  $\varepsilon$  совершенного сжатия, соответствующего вычисленному в пункте 1.3.7.10 значению Рейнольдса  $Re_T$ .

1.3.7.12. Коэффициент  $\varepsilon$  определяют по формуле

$$\varepsilon' = \varepsilon + 0,37\bar{F}. \quad (1.25)$$

1.3.7.13. Находят коэффициент расхода  $\mu_\varepsilon$  форсунки второго приближения по формуле

$$\mu = \varphi \cdot \varepsilon'. \quad (1.26)$$

При этом значения коэффициента скорости  $\varphi$  и коэффициента несовершенного сжатия берут из пунктов 1.3.7.11, 1.3.7.12.

1.3.7.14. Проверяют расхождение между коэффициентами расхода форсунки первого  $\mu_1$  из пункта 1.3.7.4 и второго из пункта 1.3.7.13 приближений.

Должно быть соблюдено условие

$$\frac{\mu_2}{\mu_1} < 1,02. \quad (1.27)$$

Если это условие выдержано, то ошибка в определении расхода через форсунки не превышает допустимой величины, а именно  $\pm 2\%$ , и в этом случае диаметр  $d_c$  сопла форсунки принимается таким, каким он получен в пункте 1.3.7.6. В противном случае расчет повторяется вновь с пункта 1.3.7.4 по пункт 1.3.7.13 включительно, при этом в пункте 1.3.7.4 значение коэффициента расхода форсунки принимается равным его значению, полученному в пункте 1.3.7.13. Расчет коэффициента расхода форсунки, таким образом проводится до тех пор, пока не будет выполнено условие, указанное в пункте 1.3.7.14.

1.3.7.15. По найденным значениям в пункте 1.3.7.3 теоретической скорости истечения из форсунки и в пункте 1.3.7.11 последнего приближения коэффициент скорости  $\varphi$  определяют действительную скорость истечения из форсунки согласно формуле

$$w_c = \varphi w_T. \quad (1.28)$$

1.3.7.16. По формулам (1.12) определяют коэффициент сопротивления  $\xi$  форсунки, при этом значением коэффициента  $\varphi$  расхода форсунки берут из пункта 1.3.7.11 последнего приближения.

1.3.8. Расчет топливной магистрали от тройника (сечение «д») до рубашки охлаждения (сечение «е»).

1.3.8.1. Определяют полное давление  $P_{\phi}^*$  перед форсункой по формуле

$$P_{\phi}^* = P_{к.с} + \Delta P_{\phi}. \quad (1.29)$$

1.3.8.2. Полное давление  $P_l^*$  перед рубашкой охлаждения двигателя определяют по формуле

$$P_l^* = P_{\phi}^* + P_{ро}^*. \quad (1.30)$$

1.3.8.3. Находят приближенное значение внутреннего диаметра трубопровода между сечениями «Д» и «е» по заданным значениям скорости и расхода. Найденное значение диаметра, выраженное в мм, округляется до ближайшего целого, после чего уточняется значение скорости течения жидкости в магистрали.

1.3.8.4. Значение числа Рейнольдса по уточненному значению скорости в магистрали вычисляют по формуле

$$Re = \frac{wd}{\nu}. \quad (1.31)$$

1.3.8.5. Определяют потери напора  $\Delta h_{M22}$  и  $\Delta h_{M17}$  в коленах 22 и 17 по формуле Вейсбаха (1.7), при этом коэффициент местных сопротивлений находят из рис. 1.13, 1.14 в соответствии с исходными данными для расчета.

1.3.8.6. Определяют потерю напора  $\Delta h_{M16}$  в регуляторе аналогично пункту 1.3.4.7.

1.3.8.7. Находят потери напора  $\Delta h_{тр.д-l}$  в магистралях  $l_{д.l}$  по формуле Дарси-Вейсбаха (1.4). Значение диаметра магистрали и скорости течения  $w$  жидкости в ней берут из пункта 1.3.8.3, а значение числа Рейнольдса из пункта 1.3.8.4.

1.3.8.8. Статическое давление  $P_l$  перед рубашкой охлаждения камеры сгорания определяют по формуле

$$P_l = P_l^* - \frac{\rho w^2}{2}, \quad (1.32)$$

где величина полного давления  $P_l^*$  перед рубашкой охлаждения берется из пункта 1.3.8.2, а значение скорости  $w$  течения жидкости в магистрали  $l_{д.б}$  из пункта 1.3.8.3.

1.3.8.9. Соппротивление магистрали  $l_{d-l}$  определяют из уравнения Бернулли, составленного для сечений «Д» и «е», статическое давление у тройника 18 в сечении «Д».

$$gz_g + \frac{P_g}{\rho} - \frac{w_g^2}{2} = gz_l + \frac{P_l}{\rho} + \frac{w_l^2}{2} + L_{тр}, \quad (1.33)$$

где  $L_{тр} = \Delta h_{M16} + \Delta h_{M17} + \Delta h_{M22}$ .

Величины  $\rho, w_g = w_l, P_\phi, \Delta h_{M16}, \Delta h_{M17}, \Delta h_{M22}, \Delta h_{тр.d-l}$  берут из предыдущего расчета.

1.3.9. Выполнение расчета тройника 18.

1.3.9.1. Находят скорость течения  $w_\Gamma$  жидкости перед тройником согласно выражению

$$w = 4G / \rho \pi d^2. \quad (1.34)$$

При этом можно принять, что площадь  $F_2$  равна площади  $F_g$  и равна площади магистрали  $l_{g-l}$ . Тогда расход жидкости в сечении «Г» возможно записать согласно формуле

$$\dot{m} = \dot{m}_\Gamma + \dot{m}_{\Gamma\Gamma}. \quad (1.35)$$

Плотность жидкости  $\rho$  и диаметр в сечении «Г» берут из пунктов 1.3.4 и 1.3.8.

1.3.9.2. Предварительное значение скорости  $w_*$  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. 1.10.

1.3.9.3. Определяем в первом приближении диаметр ( $d = \sqrt{4F / \pi}$ ) и площадь ( $\bar{F} = \dot{m} / w\rho$ ) проходного сечения тройника в сечении «Ж». При этом принимают, что  $G = G_{\Gamma\Gamma}$ , а плотность  $\rho$  жидкости и ее скорость  $w$  берут из пунктов 1.3.3 и 1.3.9.

1.3.9.4. Уточняют диаметр  $d_*$  проходного сечения тройника в сечении «Ж» путем округления в миллиметрах до ближайшего целого значения результата, полученного в пункте 1.3.9.3.

1.3.9.5. Вычисляют уточнение значения скорости  $w$  и площади  $F$  проходного сечения тройника в сечении «Д» по уточненному значению диаметра  $d_*$ , определенному в пункте 1.3.9.2.

1.3.9.6. Определяют потерю напора  $\Delta h_{M\Gamma-g}$  в потоке, идущем от сечения «Г» к сечению «Д», по формуле Вейсбаха (1.7), в которой значение коэффициента местного сопротивления берется из графика на рис. 1.12, а значение скорости  $w$  берется из пункта 1.3.9.2.

1.3.9.7. Аналогично пункта 1.3.9.6 определяют потерю напора  $\Delta h_{MГ-*}$  в потоке, идущем от сечения «Г» к сечению «Ж» в тройнике.

1.3.9.8. Находят по уравнению Бернулли статическое давление в сечении «Г»:

$$gz_{Г} + \frac{P_{Г}}{\rho} + \frac{w_{Г}^2}{2} = gz_g + \frac{P_g}{s} + \frac{w_g^2}{2} + L_{тр}, \quad (1.36)$$

где  $L_{тр} = \Delta h_{MГ-g}$ .

Величины  $w_{Г}, P_{Г}, w_g, \Delta h_{MГ-g}$  берут из пунктов 1.3.9.1, 1.3.8.9, 1.3.9.6, а величина  $\rho$  берется из пункта 1.3.4.

1.3.9.9. Аналогично пункту 1.3.9.8 определяют статическое давление в сечении «Ж» из уравнения Бернулли, составленного для сечений «Г» и «Ж»:

$$gz_{Г} + \frac{P_{Г}}{\rho} + \frac{w_{Г}^2}{2} = gz_* + \frac{p_*}{\rho} + \frac{w_*^2}{2} + L_{тр}, \quad (1.37)$$

где  $L_{тр} = g\Delta h_{MГ-*}$ , а величины  $w_{Г}, P_{Г}, w_*, \Delta h_{T-*}$  берутся из пунктов 3.9.1, 1.3.9.8, 1.3.9.5, 1.3.9.7.

1.3.10. Расчёт мощности насоса горючего.

1.3.10.1. Определяют напор  $H$  насосов по формуле (1.15). Значения  $P_{вх}=P, P_{вых}=P_{Г}, w_{вх} = w_b, w_{вых} = w_{Г}$  и  $\rho$  берут из пунктов 1.3.4, 1.3.9.8, 1.3.4.3, 1.3.9.1, 1.3.3.

1.3.10.2. Мощность  $N$  на валу насоса определяют по формуле (1.14).

## 1.4. 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 по формуле

$$H = z + \frac{P}{\rho} + \frac{w^2}{2}. \quad (1.38)$$

Результаты расчета ( $z, P/\rho, w^2/2$ ), составляющие формулу (1.38), сводятся в табл. 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1

## 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 1.2

## Магистраль окисления

Напор и его составляющие, Дж/кг	Сечение			
	и	к	л	м
$H$				
$Z$				
$P / \rho$				
$w^2 / 2$				

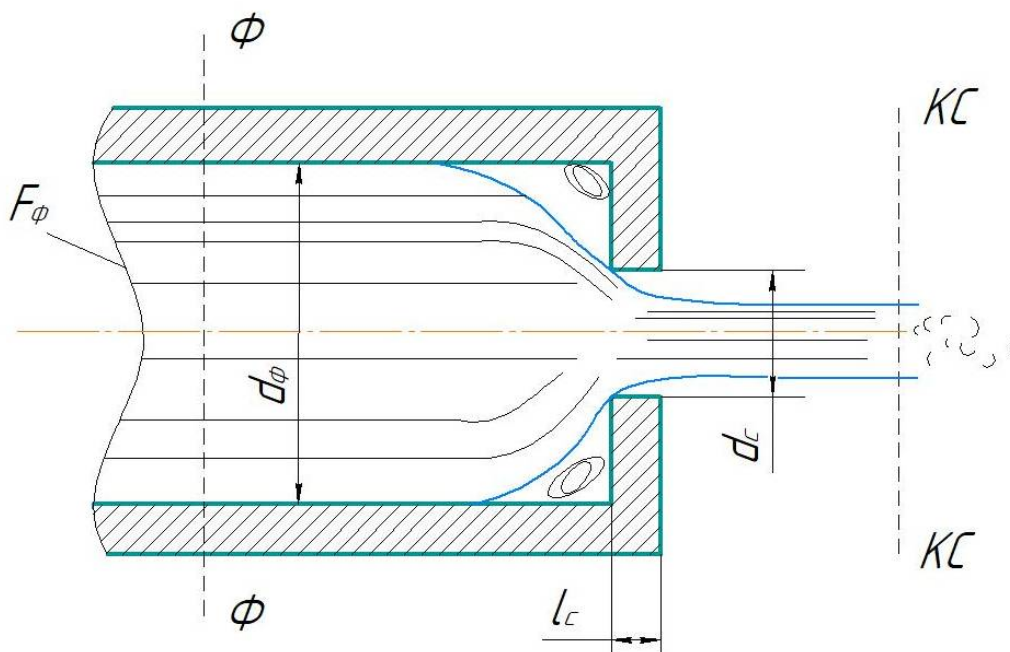
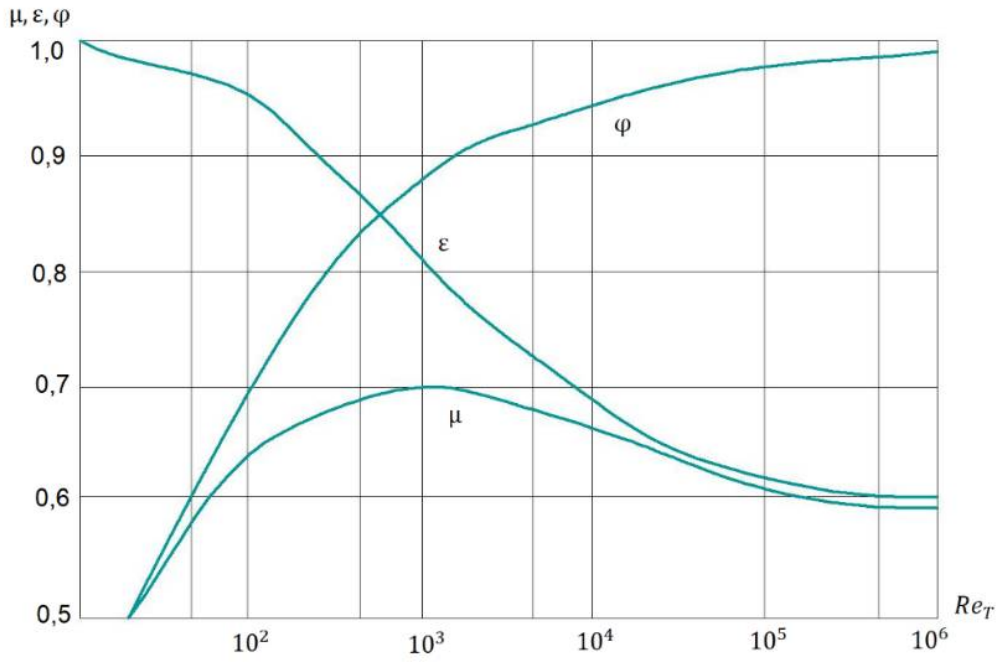
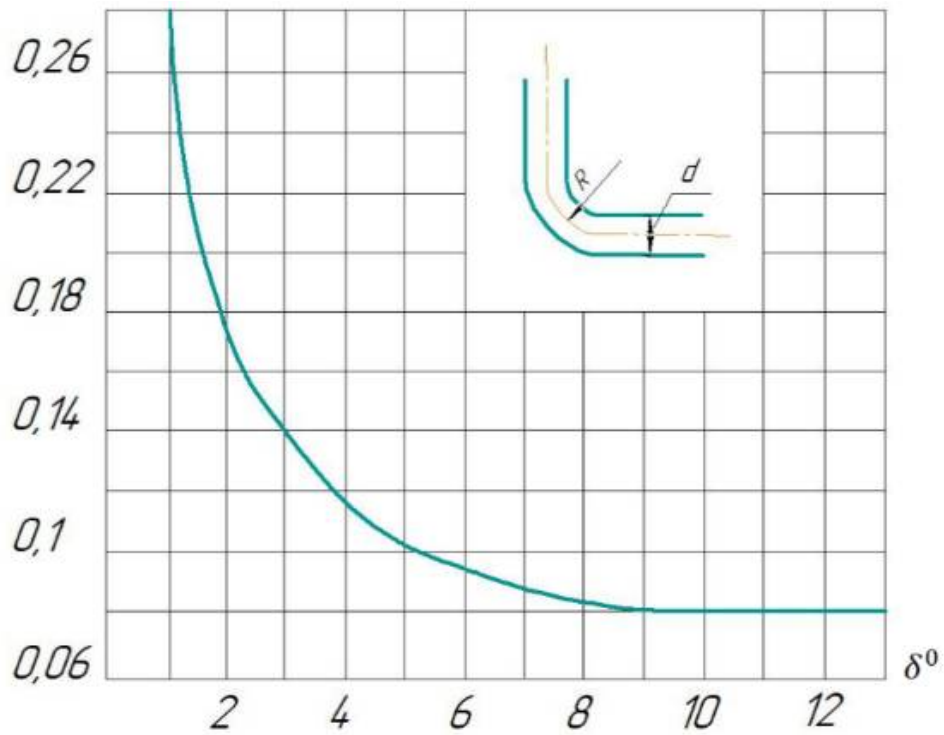


Рис. 1.11. Расчетная схема струйной форсунки



**Рис. 1.12.** Зависимость коэффициентов расхода  $\mu$ , скорости  $\phi$  и сужения струи  $\epsilon$  от  $Re$



**Рис. 1.13.** Зависимость коэффициента сопротивления колена от  $a$ ,  $b$ ,  $c$

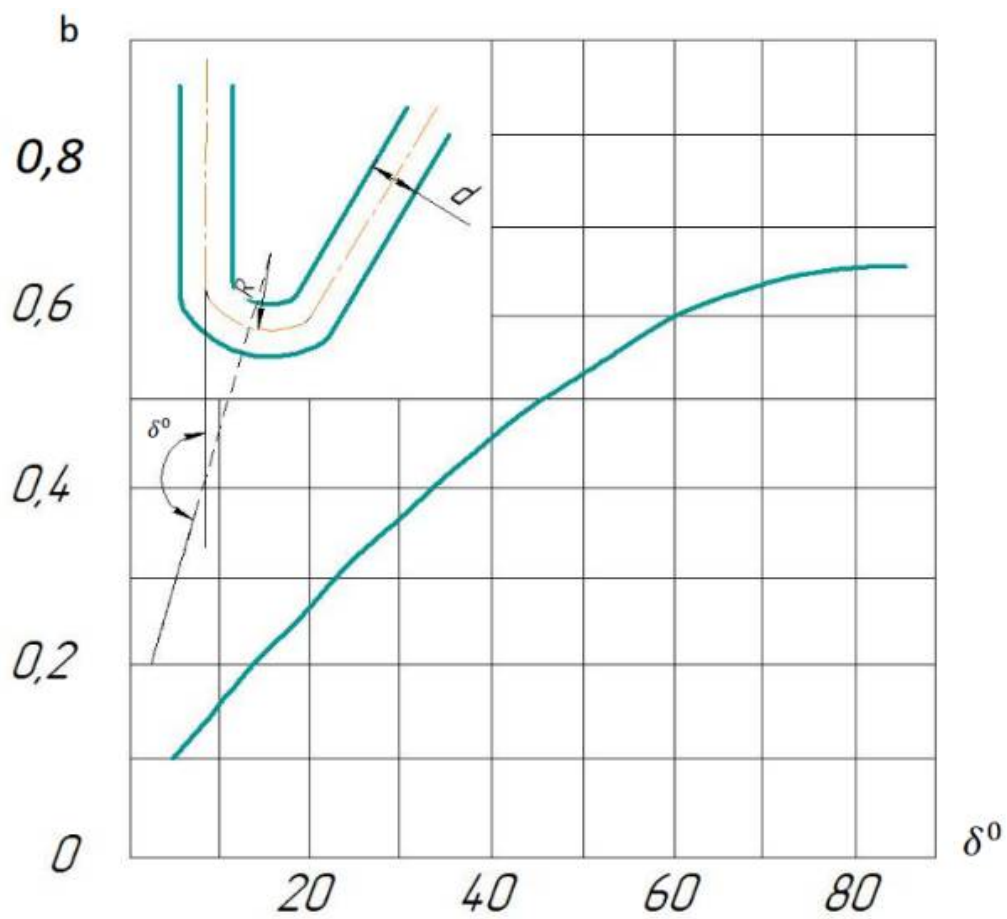


Рис. 1.14. Зависимость  $b$  от  $\delta^0$  для колена

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ОКИСЛИТЕЛЯ

Необходимо спроектировать шнеко-центробежный насос окислителя и горючего, обеспечивающие работу двигателя с параметрами, указанными в задании, выполнить необходимые расчеты и чертежи. Требования к оформлению согласно [3].

Процесс проектирования разбит на ряд задач, которые решаются последовательно:

- подготовка исходных данных для проектирования насосов исходя из данных двигателя;
- увязка параметров насосов «О» и «Г» с учетом условий их совместной работы: выбор размеров входной части шнека с учетом обеспечения бескавитационной работы насосов при заданном давлении на входе;
- выбор размеров шнека, определяющих его напор, исходя из условий совместной работы шнека и центробежного колеса;
- расчет основных размеров центробежного колеса, обеспечивающих заданные расход и напор насоса;
- расчет утечек в уплотнениях центробежного колеса;
- расчет осевого усилия, приложенного к ротору насоса, и его компенсация;
- оценка потерь в насосах и их КПД;
- описание решения перечисленных задач и результаты должны быть представлены в пояснительной записке.

По результатам расчетов должны быть вычерчены проточные полости насосов, предпочтительно в масштабе 1:1, на которых должны быть нанесены по возможности, все полученные расчетом размеры.

При выполнении курсового проекта используется литература, перечень которой приведен в конце данного учебного пособия.

### 2.1. Подготовка исходных данных курсового проекта

Предполагается, что заданы:

- тяга двигателя  $R$ , Н;
- давление в камере сгорания  $p_k$ , МПа;
- давление в баках компонентов  $p_{\sigma O}$ ,  $p_{\sigma G}$ , МПа;
- компоненты жидкого топлива – горючее и окислитель.

Необходимо рассчитать давления на входе и выходе насосов, а также массовые и объёмные расходы компонентов.

Для вычисления расходов необходимо знать удельный импульс топлива  $I_y$  и массовый коэффициент соотношения компонентов топлива  $k_m$  – см. работу [4] и др. Расход топлива (суммарный) вычисляется по формуле

$$M_{sum} = R/Iy. \quad (2.1)$$

После чего вычисляют массовые расходы компонентов по формулам:

$$m_o = \frac{m_{sum}k_m}{1 + k_m}; \quad m_{\Gamma} = \frac{m_{sum}}{1 + k_m}. \quad (2.2)$$

Объёмные расходы компонентов вычисляют по формулам:

$$Q_o = \frac{m_o}{\rho_o}; \quad Q_{\Gamma} = \frac{m_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}. \quad (2.3)$$

Давления за насосами определим упрощенно по формулам:

$$p_{2o} = p_k c_o; \quad p_{2\Gamma} = p_k c_{\Gamma}, \quad (2.4)$$

где  $c_o$ ,  $c_{\Gamma}$  – коэффициенты, приведенные в задании.

При задании давлений на входе используются соображения, изложенные в [1] и 2.3.4.

Результаты расчета свести в таблицу.

## **2.2. Увязка параметров насосов «О» и «Г» и выбор размеров входной части шнека**

### 2.2.1. Общие соображения

Оба насоса, «О» и «Г», сидят на одном валу и вращаются с одной и той же частотой вращения  $n$ .

Нежелательно, чтобы коэффициент быстроходности какого-либо из них  $n_s$  стал меньше 30 – растут утечки в уплотнениях, падает КПД.

Если  $n_s$  насоса станет больше 100, возникнут затруднения с проектированием центробежного колеса по методике пункта 2.5.



Таблица 2.1

## Исходные данные

	Обознач.	Размер.	Описание переменной
1	m	кг/с	Массовый расход компонента
2	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность компонента
3	$p_{02}$	МПа	Полное давление на выходе насоса
4	$p_{01}$	МПа	Полное давление на входе насоса
5	$p_{п}$	кПа	Давление насыщенных паров компонента
6	n	об/мин	Частота вращения вала насоса
7	$z_{СТ}$	-	Число ступеней насоса
8	$z_{ВХ}$	-	Число входов насоса
9	d	-	Относительный диаметр втулки шнека
10	$z_{Ш}$	-	Число лопастей шнека
11	L	-	Относительная длина лопасти шнека
12	I	-	Отн. длина участка заострения
13	$K_{Ш}$	-	Коэффициент шнека
14	$t_{1Ш}$	мм	Толщина входных кромок шнека
15	$K_H$	-	Коэффициент напора, $K_H = H/u_2^2$
16	$\eta_H$	-	КПД насоса

Величины в 1 – 5-й строчках заданы в задании.

Частота вращения вала насоса выбирается вначале произвольно, а в процессе расчета корректируется с учетом получаемых значений коэффициента быстроходности  $n_s$ .

Число ступеней насоса следует брать равным 1. Но если коэффициент быстроходности  $n_s$  слишком мал, то увеличивая число ступеней его можно повысить до приемлемого значения.

Число входов насоса может быть равной 1 или 2. Насос с односторонним входом конструктивно проще. Необходимость применения насоса с двусторонним входом возникает в случае, когда надо повысить частоту вращения, оставив неизменным коэффициент быстроходности: при разделении потока жидкости на 2 коэффициент быстроходности по каждому входу снизится в 1,4 раза. Если теперь во столько же раз повысить частоту вращения, то  $n_s$  примет прежнее значение.

Относительный диаметр втулки d может быть в пределах от 0,2 до 0,6. Уменьшение диаметра втулки благоприятно сказывается на КПД и антикавитационных свойствах насоса. Нижний предел d практически ограничен полностью и жесткостью вала, а также конструктивными требованиями (собираемость, размеры резьб, подшипников и уплотнений вала).

Число лопастей шнека обычно равно 2. Укоротить шнек, сохранив ту же густоту его решетки, можно путем увеличения числа лопастей. Однако антикавитационные свойства его при этом несколько ухудшатся.

Относительная длина лопастей шнека L принимается в пределах от 2 до 7 ([1], п 3.3.2). С увеличением L несколько улучшаются антикавитационные свойства, слабее выражена тенденция к падению напора насоса при

приближении к режиму срыва, однако длина шнека может стать неприемлемой с точки зрения компоновки ТНА.

Относительная длина участка заострения шнека  $I$  выбирается в диапазоне от 0,2 до 0,7. С увеличением  $I$  антикавитационные свойства шнека медленно улучшаются.

Коэффициент шнека  $K_{Ш}$  (как и его общепринятый аналог  $K_{дШ}=2,9K_{Ш}$ , приближенно) определяет форму треугольника скоростей на входе шнека (так как  $K_{Ш}=\sqrt[3]{ctg \beta_{лШ}}$ ) и, следовательно, антикавитационные свойства: с увеличением  $K_{Ш}$  они улучшаются, по крайней мере при небольших значениях относительно диаметра втулки  $d$ . Одновременно растет диаметр шнека, а значит и диаметр горловины колеса, что неизбежно приводит к конструктивно неудачной форме центробежного колеса (отношение  $D_1/D_2$  возрастает и приближается к 1). КПД насоса с ростом  $K_{Ш}$  падает.

Поэтому не следует завышать выбранное значение  $K_{Ш}$  сверх того, которое достаточно для обеспечения требуемых антикавитационных свойств насоса ([1], п. 3.3.6.1.).

Толщина входных кромок лопастей шнека берется минимальной, конструктивно оправданной ([1], п. 3.3.6.4.)

КПД насоса на начальном этапе расчета приходится брать, ориентируясь на прототип с последующим его уточнением и при необходимости – повторением расчета с уточненным КПД.

Величины, значения которых надо определить, сведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Результаты расчета

	Обозн.	Размерн.	Описание переменной
1	$Q$	$м^3/с$	Объемный расход насоса
2	$H$	$Дж/кг$	Напор насоса (ступени)
3	$N$	$Вт$	Мощность, потребляемая насосом
4	$M_k$	$Н м$	Крутящий момент на валу насоса
5	$n_s$	-	Коэффициент быстроходности
6	$c_{срв}$	-	Кавитационный коэффициент быстроходности
7	$\lambda_{срв}$	-	Коэффициент кавитации шнека
8	$K_{Ш}$	-	Коэффициент шнека
9	$\Delta h_{срв}$	$Дж/кг$	Кавитационный запас на входе шнека
10	$D_2$	$м$	Диаметр центробежного колеса (прибл.)
11	$D_{Ш}$	$м$	Диаметр шнека
12	$d_{вт}$	$м$	Диаметр втулки шнека
13	$c_{mШ}$	$м/с$	Меридиональная скорость в шнеке
14	$c_{2Ш}$	$м/с$	Меридиональн. скорость на вых. колеса
15	$b_2$	$м$	Ширина лопасти колеса на входе

## 2.3. Методика расчета

2.3.1. Угловая скорость вала насоса определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ рад/с.} \quad (2.5)$$

2.3.2. Объёмный расход определяется по формуле (по I входу)

$$Q = \frac{m}{\rho Z_{ВХ}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (2.6)$$

2.3.3. Радиус шнека определяется по формуле

$$R_{Ш} = \frac{K_{Ш}}{\left(\frac{\pi d_d \omega}{Q}\right)^{\frac{1}{3}}}, \text{ м,} \quad (2.7)$$

где  $d_d = 1 - d^2$  – вспомогательная переменная.

2.3.4. Средний радиус шнека определяется по формуле

$$R_{Ш.ср} = \frac{1 + d}{2}, \text{ м.} \quad (2.8)$$

2.3.5. Меридиональная скорость жидкости в шнеке (без учета стеснения проходного сечения лопастями) определяется по формуле

$$c_{mШ} = \frac{q}{\pi R_{Ш}^2 d_d}. \quad (2.9)$$

2.3.6. Коэффициент кавитации шнека [1, 5] определяется по формуле

$$\lambda_{срв} = 0.115K_{Ш}^3 + 0.11L^{-\frac{1}{6}} + 0.21 \left(\frac{0.5t_{1Ш}}{R_{Ш.ср}}\right)^{\frac{1}{2}} + 0.03/(1 + 1000 \left(\frac{0.51}{R_{Ш.ср}}\right)^4 + 0.0027(Z_{Ш} - 2) - 0.095. \quad (2.10)$$

2.3.7. Кавитационный запас на входе шнека определяется по формуле

$$\Delta h_{срв} = (o_{mШ}^2 + \lambda_{срв}(o_{mШ}^2 + u_m^2))/2, \quad (2.11)$$

где  $u_m = \omega R_{\text{ш.ср}}$  – окружная скорость на среднем радиусе шнека.

2.3.8. Кавитационный коэффициент быстроходности определяется по формуле

$$c_{\text{срв}} = 298 \omega Q^{\frac{1}{2}} \Delta h_{\text{срв}}^{-\frac{3}{4}}. \quad (2.12)$$

2.3.9. Полное давление на входе насоса, при котором происходит кавитационный срыв (давление 2-го срывного режима [1, п. 3.3.1]), определяется по формуле

$$p_{1\text{срв}} = p_{\text{п}} + \rho \Delta h_{\text{срв}}, \text{ Па}. \quad (2.13)$$

2.3.10. Сравнить значения полного давления на входе насоса  $p_{01}$  и давления срыва  $p_{1\text{срв}}$ .

Если  $p_{01} < K p_{1\text{срв}}$ , ( $K=1.1 \div 2$ , коэффициент, учитывающий несовершенство методики расчета), то антикавитационные свойства рассчитываемого насоса неудовлетворительны, и необходимо принять меры для их улучшения: уменьшить относительный диаметр втулки  $d$ , число лопастей шнека  $Z_{\text{ш.}}$ , увеличить относительную длину лопасти шнека  $L$  и участка заострения  $I$ , увеличить коэффициент шнека  $K_{\text{ш}}$  – наиболее эффективное средство, уменьшить толщину входных кромок лопасти шнека, как крайняя мера – уменьшить частоту вращения  $n$ .

Внося перечисленные выше изменения, необходимо проверять, не повлекут ли они за собой отрицательные последствия, как, например, снижение прочности и жесткости вала до неприемлемого уровня, увеличение длины шнека или его диаметра, увеличения габаритов и массы ТНА в целом.

Если была выполнена правка каких-либо параметров, необходимо повторить расчеты, начиная с пункта 2.3.1.

2.3.11. Напор насоса (ступени) определяется по формуле

$$H = \frac{p_{02} - p_{01}}{\rho Z_{\text{ст}}}, \text{ Дж/кг}. \quad (2.14)$$

2.3.12. Коэффициент быстроходности насоса (ступени) определяется по формуле

$$n_s = \frac{192,2 \omega Q^{0.5}}{H^{0.75}}. \quad (2.15)$$

2.3.13. Диаметр втулки шнека определяется по формуле

$$D_{BT} = K_{Ш}d, \text{ м.} \quad (2.16)$$

2.3.14. Диаметр рабочего колеса определяется по формуле

$$D_2 = \frac{2 \left( \frac{H}{K_H} \right)^{0.5}}{\omega}, \text{ м.} \quad (2.17)$$

2.3.15. Ширина выходной кромки на выходе колеса определяется по формуле

$$b_2 = \frac{Q}{10D_2c_{mШ}}, \text{ м.} \quad (2.18)$$

2.3.16. Мощность насоса определяется по формуле

$$N_H = \frac{0.001mHZ_{CT}}{\eta_H}, \text{ кВт.} \quad (2.19)$$

2.3.17. Вращающий момент на валу насоса определяется по формуле

$$M_{кр} = \frac{N_H}{\omega}, \text{ кН} \cdot \text{ м.} \quad (2.20)$$

2.3.18. Вычисления по пунктам 2.3.1 – 2.3.17 выполняются для обоих насосов. Необходимо оценить габариты насосов и значения коэффициента быстроходности  $n_s$ . Если габариты приемлемы и значения  $n_s$  укладываются в диапазон 30÷100 (ориентировочно) для обоих насосов, то расчет закончен. Если нет, то надо изменить данные так, чтобы удовлетворить этим требованиям.

С увеличением частоты вращения  $n$  растет коэффициент быстроходности обоих насосов (линейно) и уменьшаются габариты.

Если насос горючего выполнить многоступенчатым, то коэффициент быстроходности ступени растет пропорционально  $Z_{CT}^{0.75}$ .

Если желательно повысить частоту вращения, а  $n_s$  насоса окислителя уже близок к 100 или превышает это значение, то можно перейти к конструкции насоса с двумя входами  $Z_{ВХ} = 2$ . После этого частота вращения  $n$  может быть повышена в 1,4 раза без изменения  $n_s$ .

Данные и результаты расчета свести в таблицы, аналогичные табл. 2.2. Дать пояснения относительно выбора исходных данных. Объяснить, насколько приемлемы результаты расчета.

Описанный алгоритм наиболее удобно реализовать в программах Mathcad, Excel или других системах компьютерной алгебры.

## 2.4. Согласование параметров шнека и центробежного колеса

Напор шнека  $H_{Ш}$  должен быть выбран так, чтобы выполнялось условие совместной работы шнека и колеса:

$$\frac{\Delta H_{Ш}}{u_{Ш}^2} = \frac{\Delta h_{срв} + H_{Ш} - \Delta h_{срв.ц}}{u_{Ш}^2} = 0.10..0.15, \quad (2.21)$$

где  $u_{Ш}$  – окружная скорость на среднем диаметре шнека;  $\Delta H_{Ш}$  – возможная ошибка при расчетах по принятой методике, 10..15 %;  $H_{Ш}$  – напор шнека;  $\Delta h_{срв}$  – срывной кавитационный запас центробежного колеса.

В принятой методике используется величина  $\varphi_1 = c_{1uk}/c_{1k}$  – относительная закрутка на входе колеса, связанная с напором шнека функциональной зависимостью.

Расчет выполняется методом последовательных приближений, используется программы Mathcad, Excel или другие системы компьютерной алгебры.

### 2.4.1. Описание исходных данных

Таблица 2.3

Исходные данные

	Обознач.	Размерн.	Описание переменной
1	$Z_K$	-	Число лопастей колеса
2	$t_{1K}$	мм	Толщина входной кромки колеса
3	$t_{ср.Ш}$	мм	Толщина лопасти на ср. диаметре
4	$K_1$	-	Коэффициент расположения вх. кромки
5	$\kappa_0$	-	Коэффициент сужения сечения в горловине колеса
6	$\kappa_1$	-	Коэффициент сужения сечения во вх. сечении колеса
7	$\varphi_1$	-	Относительная закрутка на вх. колеса
8	$1_{Ш.ср}$	град	Угол атаки на входе шнека
9	$1_K$	град	Угол атаки на входе колеса
10	$Q_{y_1}, Q_{y_2}$	м <sup>3</sup> /с	Утечки через переднее и заднее уплотнения (если расчет утечек уже выполнен)

В табл. 2.3 перечислены только новые переменные, не встречающиеся ранее в табл. 2.1.

При выборе числа лопастей  $Z_K$  следует ориентироваться на значения  $5 < Z_K < 18$ . Нижняя граница определяется с учетом допустимой степени диффузорности межлопастного канала [6, гл. 25]:

$$Z_{K.мин} = \frac{6.5 \sin(0.5(\beta_{Л1} + \beta_{Л2})) (r_2 + r_1)}{r_2 - r_1}, \quad (2.22)$$

где  $r_1, r_2$  – радиусы входного и выходного сечений колеса,  $\beta_{Л1}, \beta_{Л2}$  – углы установки лопастей колеса во входном и выходном сечениях [1, п. 3.1.1.4].

Толщина входных кромок колеса берется минимальной [1, п. 3.3.6.2].

Значение толщины лопасти шнека  $t_{Ш.ср}$  – выбирается, ориентируясь на прототип и результаты прочерчивания нормального сечения лопасти шнека.

Коэффициент входной кромки колеса  $K_1$  характеризует ее расположение: значению  $K_1=0$  соответствует кромка, расположенная перпендикулярно оси колеса, значению  $K_1=1$  – кромка, параллельна оси. Между этими крайними находится кромка при выборе промежуточных значений  $K_1$ .

Коэффициент сужения сечения в горловине есть отношение  $\kappa_0 = F_{Ш}/F_0$ , где  $F_{Ш}, F_0$  – площадь проходного сечения в шнеке и во входной горловине колеса. Значение  $\kappa_0 \geq 1$ , причем значению 1 соответствует колесо с диаметром горловины, равным диаметру шнека. Шнек с диаметром большим, чем диаметр горловины – выставной шнек,  $\kappa > 1$ , - применяется, когда нужно уменьшить диаметр горловины по сравнению с диаметром шнека при больших значениях коэффициента быстроходности ступени.

Коэффициент сужения на входе колеса  $\kappa_1$  есть отношение  $\kappa_1 = F_0/F_1$ , где  $F_1$  – площадь входа в решетку рабочего колеса, обычно  $F_1 > F_0$ , так что  $\kappa_1$  несколько меньше 1.

Значение относительной закрутки на входе колеса  $\varphi_1$  выбирается и затем уточняется последовательными приближениями в соответствии с условием совместной работы.

Угол атаки на среднем диаметре шнека  $l_{Ш.ср}$  можно принять равным  $3..4^0$ , а угол атаки на входе колеса  $l_1$  – не более  $15^0$  [6, п. 3.21].

#### 2.4.2. Результаты расчета

Результаты приводятся в табл. 2.4.

Таблица 2.4

#### Результаты расчета

	Обозн.	Размерн.	Описание переменной
1	$S_1, S_2$	м	Шаг шнека на входе и выходе соотв.
2	$L_{Ш}$	м	Длина шнека в осевом направлении
3	$r_0, r_1$	м	Радиус горловины и входа в колесо
4	$c_{мШ}$	м/с	Меридиональная скорость в шнеке
5	$c_{0м}$	м/с	Меридиональная скорость в горловине колеса
6	$c_{1м}$	м/с	Меридиональная скорость на входе колеса
7	$H_{Ш}$	Дж/кг	Напор шнека
8	$H_{Ш.ст}$	Дж/кг	Статический напор шнека
9	$\varphi_1$	-	Относительная закрутка на входе колеса
10	$\lambda_{ц}$	-	Коэффициент кавитации колеса

11	$\Delta H_{III}$	-	Относительный запас на входе колеса (резерв для компенсации ошибки расчета)
12	$F_1$	$m^2$	Площадь входного сечения колеса

### 2.4.3. Методика расчета

2.4.3.1. Если расчет утечек еще не выполнен, то необходимо оценить их приближенно, согласно методике расчета, изложенной в [6]:

$$Q_{y_1} = Q_{y_2} = 0.34Qn_s^{-\frac{2}{3}}, \quad (2.23)$$

в противном случае используются рассчитанные значения утечек.

2.4.3.2. Определяем площадь проходного сечения в горловине колеса по формуле

$$F_0 = \frac{\pi D_{III}^2 (1 - d^2)}{4\kappa_0}, \text{ м}^2, \quad (2.24)$$

и диаметр входной горловины по формуле

$$D_0 = 2 \left( \frac{F_0}{\kappa} + \left( D_{III} \frac{d}{2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \text{ м}. \quad (2.25)$$

2.4.3.3. Меридиональная скорость в горловине определяется по формуле

$$c_{m0} = \frac{Q + Q_{y_1}}{F_0}, \text{ м/с}. \quad (2.26)$$

2.4.3.4. Определяем вспомогательную величину по формуле

$$D = \left( \frac{1 + \left( d \frac{D_{III}}{D_0} \right)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}, \text{ м}, \quad (2.27)$$

и диаметр входного сечения колеса (по средней линии тока) по формуле

$$D_1 = D_0 \left( (1 - D)K_1 + D \right), \text{ м}. \quad (2.28)$$

2.4.3.5. Определяем расчетный (средний [1]) диаметр шнека по формуле

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{ш}}(1 + d)}{2}, \text{ м.} \quad (2.29)$$

Со следующего пункта начинается цикл последовательных приближений для определения значения  $\varphi_1$ , удовлетворяющего условию совместимости работы шнека и колеса.

2.4.3.6. Расходный параметр шнека определяется по формуле

$$q = 1 - H_{\text{ш.т}} = 1 - \varphi_1 \left( \frac{D_1}{D_{\text{ср}}} \right). \quad (2.30)$$

2.4.3.7. Согласно работе [5] напор определяется по формулам:

$$H_{\text{ш}} = (0.651 - q(0.405 + 0.55q))u_{\text{ср}}^2, \quad (2.31)$$

$$H_{\text{ш.ст}} = (0.15 + q(0.596 - 1.055q))u_{\text{ср}}^2. \quad (2.32)$$

2.4.3.8. Безразмерный параметр, характеризующий стеснение потока на входе в лопастную решетку колеса, определяется по формуле

$$s_k = \frac{3.6z_k t_{1k}}{D_1}. \quad (2.33)$$

2.4.3.9. Меридиональная скорость жидкости перед входом в лопастную решетку колеса определяется по формуле

$$c_{1m} = \frac{\kappa_1(Q + Q_{y\Gamma} + Q_{y2})}{F_0}. \quad (2.34)$$

2.4.3.10. Угол установки лопасти на входе колеса определяется по формуле

$$\beta_{\text{л1}} = \arctg \left( \frac{c_{1m}}{0.5\sigma_1\omega D_1(1 - \varphi_1)} \right) + 1_k. \quad (2.35)$$

Чтобы начать вычисления, надо задаться разумным значением коэффициента стеснения  $\sigma_1$  в диапазоне от 0 до 1.

2.4.3.11. Уточненное значение коэффициента стеснения производим по формуле

$$\sigma_1 = 1 - \frac{t_{1k} z_k}{\kappa D_1 \sin \beta_{Л1}}. \quad (2.36)$$

Здесь следует вернуться к пункту 2.4.3.10 и найти  $\beta_{Л1}$ . Вычисления по пунктам 2.4.3.10 и 2.4.3.11 повторять до тех пор, пока разность значений в последовательных приближениях станет достаточно малой.

2.4.3.12. Безразмерную скорость на входе колеса определяем по формуле

$$c_{1Г} = \frac{c_{1m}}{\frac{\sigma_1 \omega D_1}{2}}. \quad (2.37)$$

2.4.3.13. Коэффициент кавитации колеса при отсутствии закрутки на его входе (если  $c_{1Г} > 0.15$ ) определяется по формуле

$$\lambda = 0.65 c_{1Г} (1 + 1.35 s_k). \quad (2.38)$$

2.4.3.14. Коэффициент кавитации колеса с учетом закрутки потока перед колесом определяем по формуле

$$\lambda_{Ц} = \frac{\lambda}{1 - \varphi_1}. \quad (2.39)$$

2.4.3.15. Квадрат относительной скорости жидкости на входе колеса определяется по формуле

$$w_1^2 = \left( \frac{c_{1m}}{\sigma_1} \right)^2 + (0.5 \omega D_1 (1 - \varphi_1))^2. \quad (2.40)$$

2.4.3.16. Срывной кавитационный запас на входе колеса определяется по формуле

$$\Delta h_{орв.ц} = \frac{\left( \frac{c_{1m}}{\sigma_1} \right)^2 + (0.5 \varphi_1 \omega D_1)^2 + \lambda_{Ц} w_1^2}{2}. \quad (2.41)$$

2.4.3.17. Относительный запас на входе колеса определяется по формуле

$$\frac{\Delta h_{III}}{u_{ср}^2} = \frac{H_{III} + \Delta h_{срв} - \Delta h_{срв.ц}}{u_{ср}^2}. \quad (2.42)$$

2.4.3.18. Проверка выполнения условий совместной работы шнека и колеса: если  $\frac{\Delta h_{ш}}{u_{ср}^2} = 0.10..0.15$ , то значение  $\varphi_1$  выбрано верно, расчет закончен; иначе задаться новым значением  $\varphi_1$  и повторить вычисления с пункта 2.4.3.7.

Исходные данные и результаты расчета свести в таблицы, аналогичные табл. 2.3 и 2.4.

Описанный алгоритм возможно реализовать в программе Mathcad, Excel или других системах компьютерной алгебры.

## 2.5. Определение основных размеров колеса

Целью расчета является определение размеров:  $r_2$  – радиус выходного сечения,  $b_1, b_2$  – ширина входной и выходной кромок лопасти, гидравлического КПД  $\eta_H$ , коэффициента напора  $K_H$  и др. Утечки в уплотнениях колеса, как и в предыдущей программе, оцениваются приближенно, однако если уточненный расчет утечек уже выполнен, то следует использовать эти уточненные значения.

### 2.5.1. Описание исходных данных

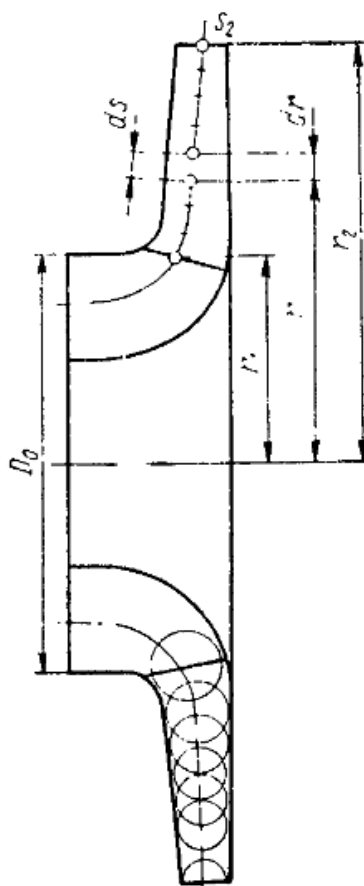
Перечень исходных данных приведен в табл. 2.5. Новые данные, не содержащиеся ни в данных, ни в результатах предыдущих расчетов, отмечены знаком «\*».

Коэффициент сужения сечения на входе колеса представляет собой отношение  $\kappa_2 = \frac{F_1}{F_2}$ , где  $F_1, F_2$  – площади входного и выходного сечения колеса. Выбирается  $\kappa_2 = 1$  [6].

Профилирование канала ведется так, чтобы получить плавный переход меридиональной составляющей скорости при входе  $v_{m1}$  к ее величине  $v_{m2}$  при выходе. Для этого обычно задаются графиков изменения  $v_m$  в функции от радиуса  $r$  или длины средней линии канала  $S$ , которая намечается на основании предварительного проектирования. Имея для каждого значения  $S$  величину  $v_m$  из графика, по уравнению неразрывности получают значение ширины канала:

$$b = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot v_m}. \quad (2.43)$$

Найдя ширину канала  $b$  в функции длины средней линии  $S$ , из ряда точек, расположенных на линии  $S$ , как из центров описывают окружности диаметром, равным  $b$  (рис. 2.2).



**Рис. 2.2.** Построение канала колеса в меридианном сечении

Контуры канала в меридианном сечении получаются как огибающие этих окружностей. В случае необходимости контуры канала корректируют по конструктивно-технологическим соображениям и по этим исправленным положениям контура определяют окончательное положение средней линии  $S$  и соответствующие значения  $b$  и  $v_m$ . Рекомендуется контур канала в меридианном сечении в основном выполнять подобным по форме контурам канала у колес, показавших высокие гидравлические свойства.

Если расчет дает неприемлемое значение ширины выходной кромки (слишком малое – для колеса «Г»), то можно уменьшить  $\kappa_2$  до приблизительно 0,5.

Угол установки лопасти  $\beta_{2л}$ , согласно [1, п. 3.1], рекомендуется брать в пределах от  $20^\circ$  до  $40^\circ$ , что обеспечивает благоприятную форму межлопастных каналов (диффузорность каналов не слишком велика). Значения  $\kappa_2$  и  $\beta_{2л}$  связаны друг с другом – они определяют отношение относительных скоростей на входе и выходе колеса  $\frac{w_1}{w_2}$ . Подробнее об этом возможно посмотреть [6, п. 25].

Таблица 2.5

## Исходные данные для определения размеров колеса

	Обозначение	Размерность	Описание переменной	Прим
1	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность компонента	
2	$Q$	м <sup>3</sup> /с	Объёмный расход компонента	
3	$H$	Дж/кг	Напор насоса (ступени)	
4	$\omega$	Рад/с	Угловая скорость ротора	
5	$n_s$	-	Коэффициент быстроходности	
6	$\kappa_2$	-	Коэффициент сужения сечения на выходе колеса	*
7	$\beta_{2л}$	град	Угол установки лопасти на выходе колеса	*
8	$1_{ц}$	град	Угол атаки на входе колеса	
9	$t_1$	мм	Толщина входной кромки колеса	*
10	$t_2$	мм	Толщина выходной кромки колеса	*
11	$Z_K$	-	Число лопастей колеса	
12	$F_1$	м <sup>2</sup>	Площадь входного сечения колеса	
13	$r_1$	мм	Радиус входного сечения колеса	
14	$\varphi_1$	-	Относительная закрутка на входе колеса	
15	$Q_{y1}$	м	Утечка в переднем уплотнении	*
16	$Q_{y2}$	м <sup>3</sup> /с	Утечка в заднем уплотнении	*
17	$1_K$	град	Угол атаки на входе колеса	

Угол атаки на входе колеса  $1_K$  обычно лежит в пределах  $5 \div 15^\circ$  [1, п. 3.1].

Толщины входной  $t_{1ц}$  и выходной  $t_{2ц}$  кромок лопастей колеса должны быть достаточно малыми, чтобы обеспечить хорошие антикавитационные свойства, не снижая при этом прочности и технологичности [1, п. 3.3.6].

Утечки в уплотнениях  $Q_{y1}$  и  $Q_{y2}$  оцениваются по тем же приближенным формулам, что и в разделе 2.4. Если уточненный расчет их уже выполнен, то следует использовать эти уточненные значения.

## 2.5.2. Описание результатов расчета

Описание результатов расчета размеров колеса насоса проводится согласно табл. 2.6.

Таблица 2.6

## Результаты расчета размеров колеса

	Обозначение	Размерность	Описание переменной
1	$b_1$	мм	Ширина входной кромки колеса
2	$b_2$	мм	Ширина выходной кромки колеса
3	$r_2$	мм	Радиус входного сечения колеса
4	$\beta_{1л}$	град	Угол установки лопасти на входе
5	$c_{1m}$	м/с	Меридиональная скорость на входе колеса

6	$c_{2m}$	м/с	Меридиональная скорость на выходе
7	$H_t$	Дж/кг	Теоретический напор насоса (ступени)
8	$\eta_p$	-	Расходный КПД насоса
9	$\eta_\Gamma$	-	Гидравлический КПД насоса (ступени)
10	$K_{Ht}$	-	Коэффициент теоретического напора колеса
11	$K_H$	-	Коэффициент напора
12	$Q_{y1}$	м <sup>3</sup> /с	Утечка через уплотнение переднего диска колеса
13	$Q_{y2}$	м <sup>3</sup> /с	Утечка через уплотнение заднего диска

### 2.5.3. Методика расчета

Выполняется инициализация переменных.

Коэффициент гидравлических потерь в колесе  $\xi_K = 0,3 \div 0,5$  [1, п. 3.1.1.3].

Отношение скорости в горловине диффузора к окружной скорости на выходе колеса  $c_\Gamma/c_{2u} = 0,55 \div 0,75$  [1, п. 3.1.1.5].

Скорость в выходном патрубке насоса  $c_{\text{вых}} = 10 \div 30$  м/с, и эквивалентный угол раскрытия конического диффузора  $a_{\text{эКВ}} \leq 20^\circ$  [1, п. 3.1.1.5].

Коэффициент потерь в спиральном сборнике  $\xi_C = 0,1$ .

2.5.3.1. Объемный расход через рабочее колесо определяется по формуле

$$Q_K = Q + Q_{y1} + Q_{y2}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.44)$$

2.5.3.2. Расходный КПД насоса определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{Q}{Q_K}. \quad (2.45)$$

2.5.3.3. Меридиональные скорости на входе и выходе колеса определяются по формулам:

$$c_{1m} = \frac{Q_K}{F_1}, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (2.46)$$

$$c_{2m} = \kappa_2 c_{1m}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.47)$$

2.5.3.4. Площадь выхода из конического диффузора определяется по формуле

$$F_{\text{вых}} = \frac{Q Z_{\text{вх}}}{c_{\text{вых}}}, \text{ м}^2. \quad (2.48)$$

2.5.3.5. Гидравлические потери в колеса определяются по формуле

$$L_k = \xi_k (c_{1m}^2 + (1 - \varphi_1)^2 u_1^2)^2, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (2.49)$$

2.5.3.6. Относительный радиус входа в колеса определяется по формуле

$$R_1 = \frac{r_1}{r_2}. \quad (2.50)$$

Отсюда начинается цикл последовательных приближений для определения размера колеса  $r_2$ .

2.5.3.7. Коэффициент стеснения на выходе колеса определяется по формуле

$$\sigma_2 = 1 - \frac{t_2 Z_k}{2\pi r_2 \sin \beta_{2Л}}. \quad (2.51)$$

2.5.3.8. Коэффициент теоретического напора колеса определяется по формуле

$$K_{Ht} = 1 - \frac{c_{2m}}{\sigma_2 u_2 \tan \beta_{2Л}} - \frac{\pi}{Z_k (\sin \beta_{2Л} - R_1^2 \sin \beta_{1Л})^2}, \quad (2.52)$$

теоретический напор определяется по формуле

$$H_t = K_{Ht} u_2^2, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (2.53)$$

2.5.3.9. Окружная компонента скорости жидкости на выходе колеса определяется по формуле

$$c_{2u} = u_2 K_{Ht}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.54)$$

2.5.3.10. Скорость в горловине диффузора определяется по формуле

$$c_\Gamma = c_{2u} \left( \frac{c_\Gamma}{c_{2u}} \right), \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (2.55)$$

площадь сечения горловины диффузора по формуле

$$F_\Gamma = \frac{Q Z_{\text{вх}}}{c_\Gamma}. \quad (2.56)$$

2.5.3.11. Коэффициент потерь в коническом диффузоре определяется по формуле

$$\xi_{\text{КД}} = 1.15 \operatorname{tg} a_{\text{ЭКВ}} \left( \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\Gamma}} - 1 \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2.57)$$

коэффициент потерь в отводе определяется по формуле

$$\xi_{\text{ОТВ}} = \xi_{\text{С}} + \xi_{\text{КД}} \left( \frac{c_{\Gamma}}{c_{2u}} \right)^2, \quad (2.58)$$

и потери в отводе определяются по формуле

$$L_{\text{ОТВ}} = \frac{\xi_{\text{ОТВ}} c_{2u}^2}{2}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (2.59)$$

2.5.3.12. Гидравлический КПД насоса (ступени) определяется по формуле

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{L_k + L_{\text{ОТВ}}}{K_{\text{Нт}}}. \quad (2.60)$$

2.5.3.13. Коэффициент напора насоса (ступени) определяется по формуле

$$K_{\text{Н}} = K_{\text{Нт}} \eta_{\Gamma}. \quad (2.61)$$

2.5.3.14. Уточнение значений радиуса выхода из колеса выполняется по формуле

$$r_{2y} = \frac{H}{\frac{K_{\text{Н}}}{\omega}}, \text{ м}. \quad (2.62)$$

2.5.3.15. Сравнить уточнение значений радиуса с исходным  $r_2$  и принять решение о необходимости выполнения дальнейших итераций:

- если  $|r_{2y} - r_2/r_{2y}| > 0,001$ , то  $r_2 := r_{2y}$ ;  $R_1 := \frac{r_1}{r_2}$ ; производить расчет с пункта 2.5.3.7.

В другом случае конец итераций.

2.5.3.16. Ширина входной и выходной кромок колеса вычисляется по формуле

$$b_1 = \frac{Q_k}{(2\pi r_1 c_{1m})}, \text{ м}; \quad b_2 = \frac{Q_k}{(2\pi r_1 c_{2m})}, \text{ м}. \quad (2.63)$$

Данные и результаты расчета свести в таблицы, аналогичные табл. 2.5 и 2.6. Описанный алгоритм наиболее удобно реализовать в программах Mathcad, Excel или других системах компьютерной алгебры.

## 2.6. Расчет утечек в уплотнениях

Целью расчета является определение объемных расходов утечек через уплотнения переднего и заднего дисков рабочего колеса  $Q_{y1}$  и  $Q_{y2}$ .

### 2.6.1. Описание исходных данных

В дополнение к использованным ранее значениям  $Q$ ,  $\omega$ ,  $K$  и др. для расчета щелевых уплотнений необходимо их размеры – радиус уплотнения  $r_y$ , длина щели уплотнения  $L_y$ , которые необходимо определить путем прочерчивания, в также зазора в уплотнении  $\delta_y$ , который выбирается с учетом технологических возможностей [1, п. 3.1.2].

При выборе значений  $\delta_y$ ,  $L_y$ ,  $Z_{отв}$ ,  $D_{отв}$  следует ориентироваться на результаты прочерчивания (в масштабе 1:1 или крупнее) и на ранее выполненные конструкции. Исходные данные для расчета представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Исходные данные для расчета утечек

	Обозначения	Размерность	Описание переменной	Прим
1	$Q$	м <sup>3</sup> /с	Объемный расход насоса	
2	$H$	Дж/кг	Напор насоса	
3	$\omega$	рад/с	Угловая скорость ротора	
4	$\nu$	м <sup>2</sup> /с	Коэффициент кинематической вязкости	
5	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность компонента	
6	$p_{01}$	Па	Полное давление на входе насоса	
7	$H_{ш.ст}$	Дж/кг	Статический напор шнека	
8	$r_2$	м	Радиус выходного сечения колеса	
9	$K_{Ht}$	-	Коэффициент теоретического напора колеса	
10	$\eta_{г}$	-	Гидравлический КПД насоса	
11	$r_{ш}$	м	Радиус шнека	*
12	$r_y$	м	Радиус уплотнения (переднего или заднего)	*
13	$\delta_y$	м	Радиальный зазор в уплотнении	*
14	$L_y$	м	Длина щели уплотнения	*
15	$D_{отв}$	м	Диаметр разгрузочного отверстия	*
16	$Z_{отв}$	-	Число разгрузочных отверстий	*
17	$Q_{отв}$	м <sup>3</sup> /с	Объемный расход через отверстия	*

Примечание: Знаком «\*» отмечены новые, ранее не использованные переменные.

## 2.6.2. Описание результатов расчета

Результатами расчет являются: объемные расходы через уплотнения (переднее или заднее)  $Q_{y1}$  или  $Q_{y1}$ .

## 2.6.3. Методика расчета утечек в уплотнениях

Расчет утечек состоит из следующих этапов:

Определение давления перед уплотнением.

Определение давления за уплотнением.

Расчет утечки.

Поскольку давления перед и за уплотнением зависят от расхода через уплотнение, необходимо использовать метод последовательных приближений. Предполагается, что расход в начальном приближении  $Q_y^0$  известен.

2.6.3.1. Определим статические давления на входе  $p_{1K}$  и на выходе  $p_{1K}$  центробежного колеса, для чего вычислим предварительно следующие величины:

- окружная скорость на выходе колеса:

$$u_2 = \omega r_2, \text{ м/с}; \quad (2.64)$$

- кинетическая энергия компонента на выходе колеса:

$$E_{2K} = \frac{(K_{Ht} u_2)^2 + \left(\frac{c_{2m}}{\sigma_2}\right)^2}{2}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (2.65)$$

- КПД спирального отвода и диффузора:

$$\eta_{сд} = \frac{H}{H + 0.2 E_{2K}}, \quad (2.66)$$

- статический напор колеса:

$$H_{ст} = \frac{K_{Ht} u_2^2 \eta_{сд}}{\eta_{сд}} - E_{2K}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (2.67)$$

- статическое давление на входе насоса (перед шнеком):

$$p_1 = p_{01} - \frac{\left(\frac{Q}{\pi r_{ш}^2}\right)^2}{2}, \text{ Па}, \quad (2.68)$$

- статическое давление на выходе шнека – давление на входе центробежного колеса:

$$p_{1k} = p_1 + \rho H_{\text{ш.ст}}, \text{ Па}, \quad (2.69)$$

- статическое давление на выходе колеса:

$$p_{2k} = p_1 + \rho H_{\text{ст}}, \text{ Па}. \quad (2.70)$$

2.6.3.2. Давление перед уплотнением [1]:

- нормированное значение расхода в зазоре между корпусом и колесом определим по формуле

$$q = \frac{1000Q_y}{\omega r_2^3}, \quad (2.71)$$

- нормированное значение радиуса уплотнения по формуле

$$R_y = \frac{r_y}{r_2}, \quad (2.72)$$

- коэффициенты  $a$ ,  $\beta$ ,  $K_y$  определяются по рис. 3.2.3 из учебника [1] или по формулам:

$$a = (-0.01172q + 0.377)q + 0.658, \quad (2.73)$$

$$\beta = -(0.0598q + 1.474), \quad (2.74)$$

$$K_y = (8.28 * 10^{-4}q - 0.0179)q + 0.18, \quad (2.75)$$

- падение давления на участке от выхода колеса,  $r = r_2$ , до места расположения уплотнения,  $r = r_y$ , определяем по формуле

$$\Delta = \rho(\omega r_y)^2 K_y \exp(2.3(aK_{Ht} + \beta R_y)), \text{ Па}. \quad (2.76)$$

Однако эта формула применима только в том случае, если  $R_y \leq 0.85$ . В противном случае,  $R_y > 0.85$ , следует воспользоваться интерполяцией по формулам:

$$\Delta' = \rho(\omega 0.85 r_2)^2 K_y \exp(2.3(aK_{Ht} + 0.85\beta)), \quad (2.77)$$

$$\Delta = 6.67\Delta'(1 - R_y). \quad (2.78)$$

Давление перед уплотнением на радиусе  $r_y$  определяется по формуле

$$p_{1y} = p_{2y} - \Delta, \text{ Па.} \quad (2.79)$$

2.6.3.3. Перепад давлений на уплотнении определяется по формуле

$$\Delta p_y = p_{1y} - (p_{1k} + \Delta p_{\text{отв}}), \text{ Па,} \quad (2.80)$$

где  $\Delta p_{\text{отв}}$  – перепад давлений на разгрузочных отверстиях, который равен 0 в случае переднего уплотнения, а для заднего может быть подсчитан следующим образом.

Необходимо задаться коэффициентом расхода в разгрузочном отверстии  $\mu_{\text{отв}} = 0.4..0.6$  [1] и подсчитать площадь проходного сечения отверстий по формуле

$$F_{\text{отв}} = Z_{\text{отв}} \pi D_{\text{отв}}^2 / 4, \text{ м}^2. \quad (2.81)$$

Искомое значение перепада давлений на отверстиях определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{отв}} = \rho \left( \frac{Q_{\text{отв}}}{\mu_{\text{отв}} F_{\text{отв}}} \right)^2 / 2, \text{ Па.} \quad (2.82)$$

Расход через отверстия обычно равен расходу утечки, но может и отличаться – в зависимости от принятой схемы охлаждения подшипника.

2.6.3.4. Коэффициент расхода в уплотнении определяется по формуле

$$\mu = \frac{1}{\left( \frac{\lambda L_y}{2\delta_y} + 1.5 \right)^{\frac{1}{2}}}, \quad (2.83)$$

где  $\lambda = 0,06 \div 0,08$  – коэффициент расхода в уплотнении [1].

2.6.3.5. Объемный расход через уплотнение (уточненное значение) определяем по формуле

$$Q_y = 2\pi r_y \delta_y \mu \left( \frac{2\Delta p_y}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (2.84)$$

2.6.3.6. По формуле сравниваем уточненное значение утечки  $Q_y$  с принятым ранее  $Q_y^0$ , оцениваем ошибку:

$$E = \frac{\text{abs}(Q_y - Q_y^0)}{Q_y} \quad (2.85)$$

и принимаем решение о завершении или продолжении итераций:

Если  $E > 0,01 \div 0,002$ , то повторить вычисления, начиная с п. 2.6.3.2, используя уточненное значение  $Q_y$ .

Описанная методика применяется к переднему и заднему уплотнениям. Следует иметь в виду, что разгрузка ротора от осевого усилия выполняется обычно за счет подбора радиуса уплотнения заднего диска  $r_{2y}$ , что требует многократного выполнения расчета для различных значений радиуса.

Окончательные результаты расчета и исходные данные необходимо оформить в виде таблиц и снабдить необходимыми пояснениями.

## 2.7. Расчет осевого усилия, приложенного к ротору насоса

Целью расчета является определение осевого усилия  $R_z$ , приложенного к ротору насоса. Принято, что утечка в уплотнении заднего диска  $Q_{y2}$  сбрасывается через разгрузочные отверстия на вход центробежного колеса (рис. 2.3). Различные варианты смазки и охлаждения подшипника, как и системы автоматической разгрузки, здесь не рассматриваются.

### 2.7.1. Описание исходных данных

При расчете осевого усилия используются данные и результаты, полученные на предыдущих этапах расчета. Перечень переменных приведен в табл. 2.8. Новые данные отмечены значком «\*».

Отмеченный в таблице радиус вала  $r_v$  определяется путем прочерчивания продольного разреза насоса.

### 2.7.2. Описание результатов расчета

Результатами расчета являются:

- значение осевого усилия, приложенного к ротору,  $R_z$ ;
- уточненные значения радиуса заднего уплотнения  $r_{y2}$  и расхода утечки  $Q_{y2}$ , если выполнялась компенсация осевого усилия за счет подбора радиуса  $R_{y2}$ .

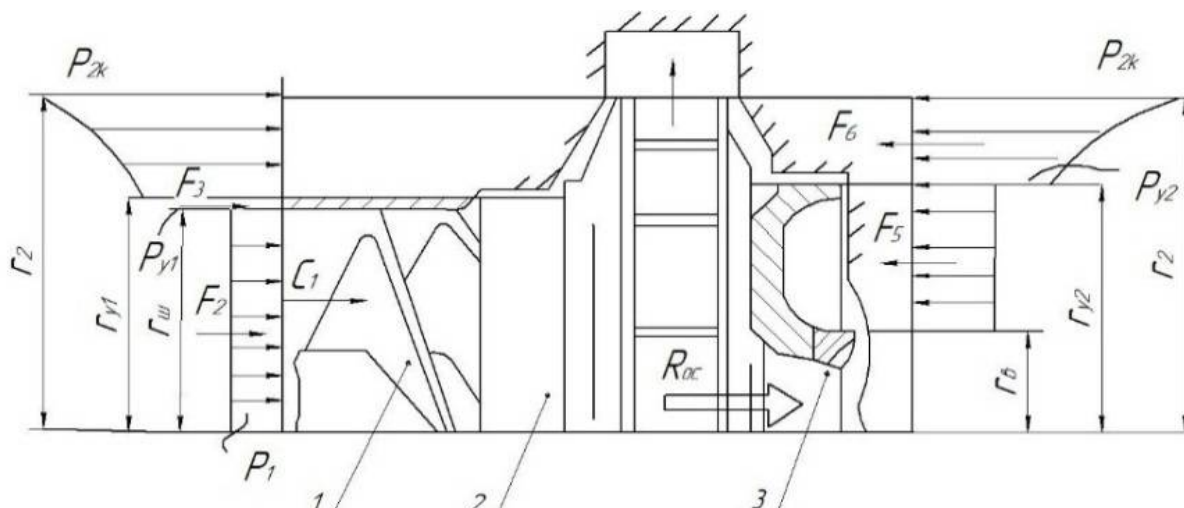


Рис. 2.3. Силы, приложенные к ротору

Таблица 2.8

Исходные данные для расчета осевого усилия

№	Обозначение	Размерность	Описание переменной	Прим.
1	$Q$	$\text{м}^3/\text{с}$	Объемный расход насоса	
2	$r_{\text{ш}}$	м	Радиус шнека	
3	$r_{y1}$	м	Радиус уплотнения переднего диска	
4	$r_{y2}$	м	То же, заднего диска	
5	$r_{\text{вТ}}$	м	Радиус втулки шнека	
6	$r_{\text{в}}$	м	Радиус вала (см. рис. 2.3)	*
7	$p_1$	Па	Статическое давление на входе насоса	
8	$p_{1\text{к}}$	Па	Статическое давление на входе колеса	
9	$p_{2\text{к}}$	Па	Статическое давление на выходе колеса	
10	$Q_{y1}$	$\text{м}^3/\text{с}$	Утечка через переднее уплотнение	
11	$Q_{y2}$	$\text{м}^3/\text{с}$	Утечка через заднее уплотнение	
12	$\Delta p_{\text{отв}}$	Па	Перепад давлений на разгрузочных отверстиях	
13	$\rho$	$\text{кг}/\text{м}^3$	Плотность компонента	

### 2.7.3. Методика расчета осевого усилия

Согласно [1, п. 5.3] осевое усилие, приложенное к ротору насоса, может быть представлено формулой

$$F_z = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_5 - F_6, \quad (2.86)$$

в которой через  $F_1 \dots F_6$  обозначены следующие компоненты осевого усилия (рис. 2.3).

2.7.3.1. Определение компонента  $F_1$  (все усилия в ньютонах Н) выполняем по формуле

$$F_1 = \rho Q(c_{1z} - c_{2z}), \quad (2.87)$$

обусловлена изменением осевой компоненты вектора количества движения жидкости в насосе. Если, как обычно, жидкость входит в шнек со скоростью  $c_1$ , параллельной оси  $z$ , и выходит со скоростью  $c_2$ , перпендикулярной оси, то предыдущая формула упрощается и принимает вид:

$$F_1 = \rho Q c_1. \quad (2.88)$$

2.7.3.2. Определение компонента  $F_2$  производится по формуле

$$F_2 = \pi r_{\text{ш}}^2 p_1, \quad (2.89)$$

является равнодействующей сил давления, приложенных на входном сечении шнека.

2.7.3.3. Определение компонента  $F_3$  выполняем по формуле

$$F_3 = \pi(r_{y1}^2 - r_{\text{ш}}^2)p_{1k}. \quad (2.90)$$

2.7.3.4. Определение компонента  $F_5$  выполняем по формуле

$$F_3 = \pi(r_{y2}^2 - r_{\text{в}}^2)p_{\text{разгр}}, \quad (2.91)$$

где  $p_{\text{разгр}} = p_{1k} + \Delta p_{\text{отв}}$  давление в разгрузочной полости.

2.7.3.5. Для вычисления компонент  $F_4$  и  $F_6$  необходимо использовать численное интегрирование:

$$F_4 = \int_{r_{y1}}^{r_2} p(r) 2\pi r dr, \quad (2.92)$$

$$F_6 = \int_{r_{y2}}^{r_2} p(r) 2\pi r dr. \quad (2.93)$$

Выбран метод Симпсона с 2 интервалами, обеспечивающий по предложению удовлетворительную точность. Рабочие формулы имеют вид:

$$F_4 = \pi(r_2 - r_{y1})(r_{y1} p(r_{y1}) + 4 r_{cp} p(r_{cp}) + r_2 p_{2k})/3, \quad (2.94)$$

где  $r_{cp} = (r_{y1} + r_2)/2$  – средний радиус,  $p(r_{y1})$  и др. – это давления в зазоре между корпусом и колесом, вычисленные на соответствующих радиусах;

$$F_6 = \frac{\pi(r_2 - r_{y2})(r_{y2} p(r_{y2}) + 4 r'_{cp} p(r'_{cp}) + r_2 p_{2k})}{3}, \quad (2.95)$$

где  $r'_{cp} = (r_{y2} + r_2)/2$  – средний радиус участка.

2.7.3.6. Если размеры уплотнений заданы, то расчет осевого усилия выполняется по формулам пп. 2.7.3.1 – 2.7.3.5.

Для того чтобы обеспечить заданное значение осевого усилия ротора  $R_{z0}$ , необходимо задаться некоторым числом значений радиуса уплотнения  $r_{y2}$  и выполнить для них вычисления осевого усилия, чтобы построить график функции:

$$F_z = f(r_{y2}). \quad (2.96)$$

Решая его (графически), можно определить нужное значение радиуса уплотнения  $r_{y2}$ .

Следует иметь в виду, что при изменении радиуса  $r_{y2}$  изменяется утечка  $Q_{y2}$ , расходный КПД  $\eta_p$ , меридиональные скорости в шнеке  $c_{mш}$ , в колесе  $c_{1m}$  и др., так что, строго говоря, весь расчет насоса надо выполнять сначала, и лишь учитывая специфику курсового проектирования можно пренебречь возникающими ошибками.

Исходные данные и результаты расчета свести в таблицы. Дать необходимые пояснения.

## 2.8. Оценка потерь. Коэффициенты полезного действия насоса

Основные компоненты потерь в насосе определяются в соответствии с рис. 2.4. Входные данные для вычислений берутся из предыдущих разделов.

## 2.8.1. Дискосые потери в насосе

2.8.1.1. Число Рейнольдса по окружной скорости на выходе колеса определяется по формуле

$$Re = \frac{u_2 r_2}{\nu} = \frac{\omega r_2^2}{\nu}, \quad (2.97)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость компонента,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

2.8.1.2. Среднее значение зазора  $s$  между диском рабочего колеса и корпусом определяется при прочерчивании продольного разреза насоса. Относительное значение этого зазора определяется по формуле

$$S_R = \frac{S}{r_2}. \quad (2.98)$$

2.8.1.3. Коэффициент трения жидкости о наружную поверхность дисков (коэффициент дискового трения) можно вычислить по формулам:

- если  $Re \leq 2 \times 10^4$ ,

$$c_{\text{тр.д}} = \frac{\pi}{S_R Re} + Re S_R^3 (0.0146 + 0.1256 S_R^2), \quad (2.99)$$

- если  $Re > 1 \times 10^5$ ,

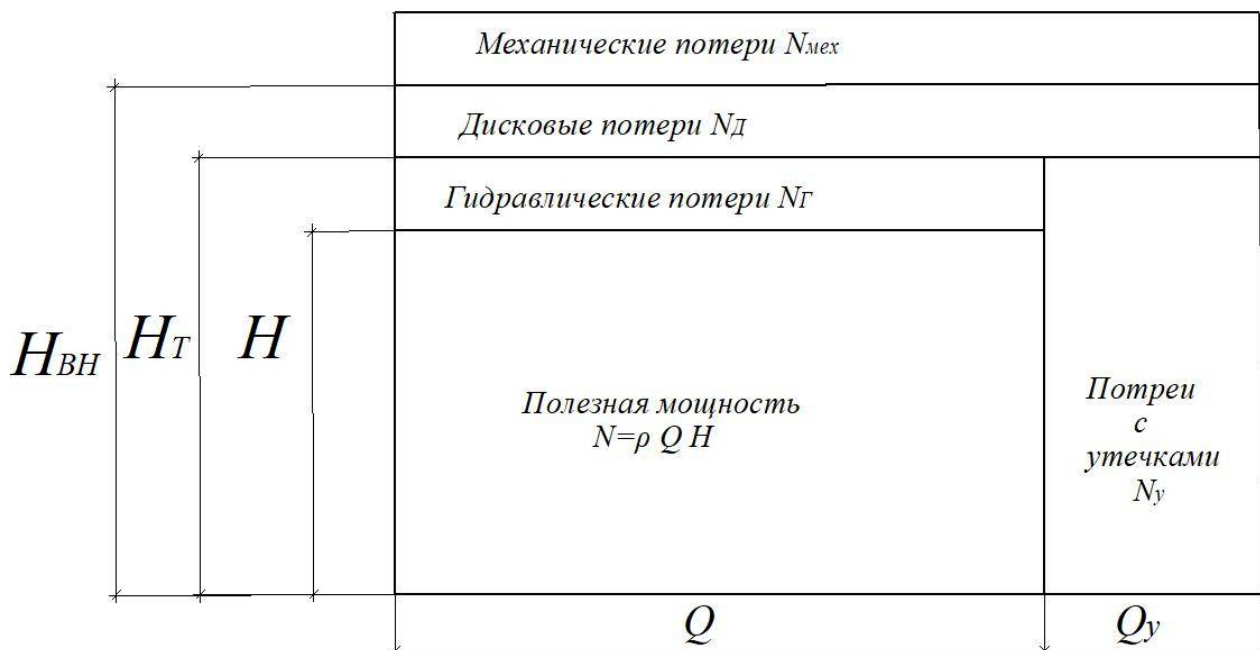
$$c_{\text{тр.д}} = 0.037 / Re^{0.2}, \quad (2.100)$$

- во всех остальных случаях

$$c_{\text{тр.д}} = \frac{1.334}{Re^{0.5}}. \quad (2.101)$$

2.8.1.4. Мощность дискового трения (на обеих наружных поверхностях дисков колеса) определяется по формуле

$$N_d = 2\rho c_{\text{тр.д}} \omega^3 r_2^5, \text{ Вт}. \quad (2.102)$$



**Рис. 2.4.** Потери в насосе

### 2.8.2. Расчет импеллерного уплотнения вала насоса

Импеллерное уплотнение вала (рис. 2.5) является динамическим уплотнением: оно обеспечивает полную герметичность при достаточно высокой частоте вращения, но полностью негерметично на стоянке. Поэтому оно должно дублироваться каким-либо иным, например: манжетным, уплотнением.

Импеллер представляет собой укрепленный на валу насоса диск, одна сторона которого гладкая, на другой – размещены лопасти. Гладкая сторона импеллера обращена в сторону уплотняемой полости (объясните, почему), давление в которой равно  $p_{2\text{имп}}$ . Облопаченная поверхность – в сторону низкого давления, равного  $p_{1\text{имп}}$ .

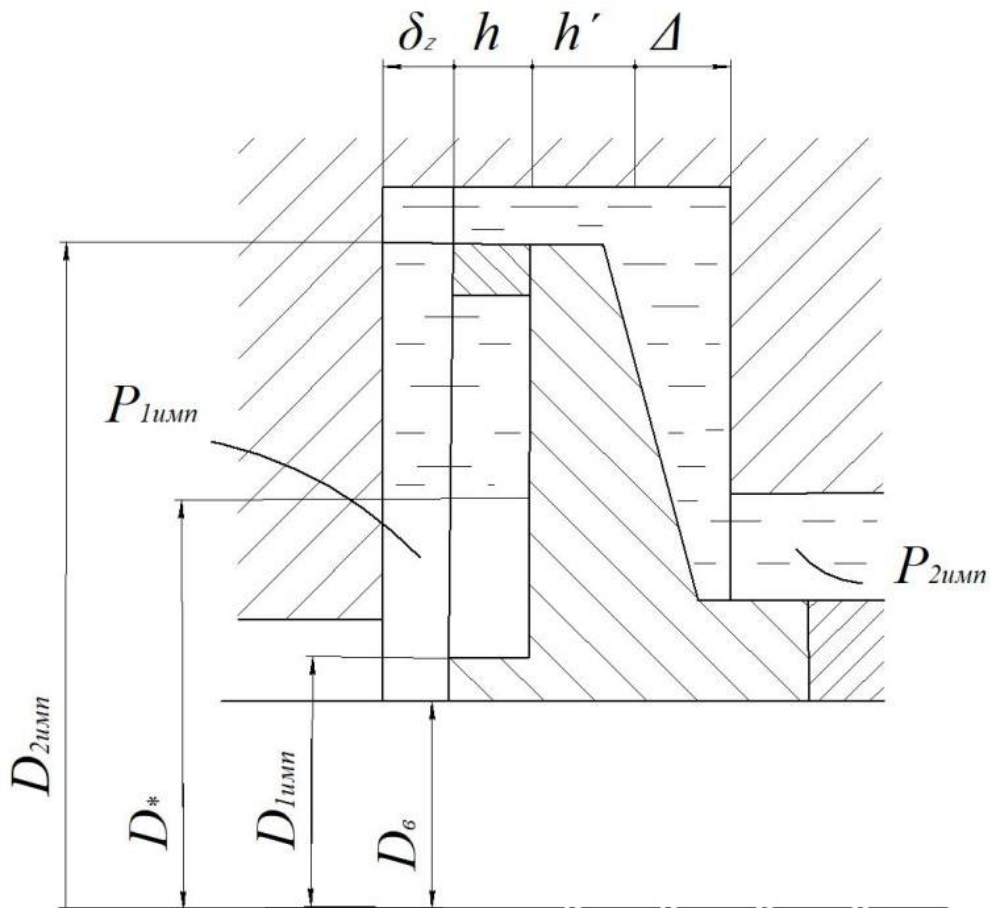
Предполагается, что заданы:

$r_{\text{в}}$  – радиус вала, м (рис. 2.5);

$\Delta$  – средний зазор между гладкой поверхностью и корпусом, м;

$h$  – высота лопаток импеллера, м;

$\delta_z$  – зазор между лопатками импеллера и корпусом, м.



**Рис. 2.5.** ИмPELLерное уплотнение вала

Перечисленные на рис. 2.5 размеры выбираются по [1, с. 160]. Расчет состоит в определении наружного радиуса импеллера  $r_{2\text{имп}}$  по формуле

$$r_{2\text{имп}} = \left( r_{1\text{имп}}^2 + \frac{2\Delta p_{\text{и}}}{\rho\omega^2(\varphi^2 - 0.25)} \right)^{\frac{1}{2}}, \text{ м}, \quad (2.103)$$

где  $r_{1\text{имп}}$  – нижний радиус облопачивания импеллера, можно принять  $r_{1\text{имп}} = r_{\text{в}}$ ;  $\Delta p_{\text{и}} = p_{2\text{имп}} - p_{1\text{имп}}$  – перепад давлений, удерживаемый импеллерным уплотнением;  $\varphi^2 = 0.88..0.92$  – коэффициент, характеризующий среднюю окружную скорость жидкости в зазоре между корпусом и облопаченной поверхностью импеллера.

Мощность, потребляемая импеллером, определяется по формуле

$$N_{\text{имп}} = o_{\text{имп}} \rho \omega^3 r_{2\text{имп}}^5, \text{ Вт}, \quad (2.104)$$

где  $o_{\text{имп}} = 0.0041\rho\varphi^2 + 0.011 \left( 1 + \frac{5h'}{r_{2\text{имп}}} \right)$ ,  $h'$  – средняя толщина диска импеллера, см. рис. 2.4, рассматривается только закрытый импеллер [1].

### 2.8.3. Полезная мощность, потери и КПД насоса

2.8.3.1. Гидравлические потери определяются по формуле

$$N_{\Gamma} = (H_t - H)m, \text{ Вт.} \quad (2.105)$$

2.8.3.2. Потери мощности с утечками определяются по формуле

$$N_y = \rho(Q_{y1} + Q_{y2})H_t, \text{ Вт.} \quad (2.106)$$

2.8.3.3. Полезная мощность определяется по формуле

$$N_{\text{ПОЛ}} = mH, \text{ Вт.} \quad (2.107)$$

2.8.3.4. Окружная мощность насоса определяется по формуле

$$N_u = N_{\text{ПОЛ}} + N_{\Gamma} + N_y, \text{ Вт.} \quad (2.108)$$

2.8.3.5. Внутренняя мощность насоса определяется по формуле

$$N_{\text{ВН}} = N_u + N_d, \text{ Вт.} \quad (2.109)$$

2.8.3.6. Полная мощность насоса (мощность на валу) определяется по формуле

$$N_{\text{П}} = N_{\text{ВН}} + N_{\text{МЕХ}}, \text{ Вт,} \quad (2.110)$$

где  $N_{\text{МЕХ}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{ИМП}}$  – мощность механических потерь в насосе, Вт,  $N_{\text{тр}}$  – мощность трения в подшипниках, уплотнениях и др.

Согласно [1] мощность трения невелика и составляет 0,01÷0,005 от мощности на валу. Можно принять согласно формуле

$$N_{\text{тр}} = (0.99..0.995)(N_{\text{РН}} + N_{\text{ИМП}}). \quad (2.111)$$

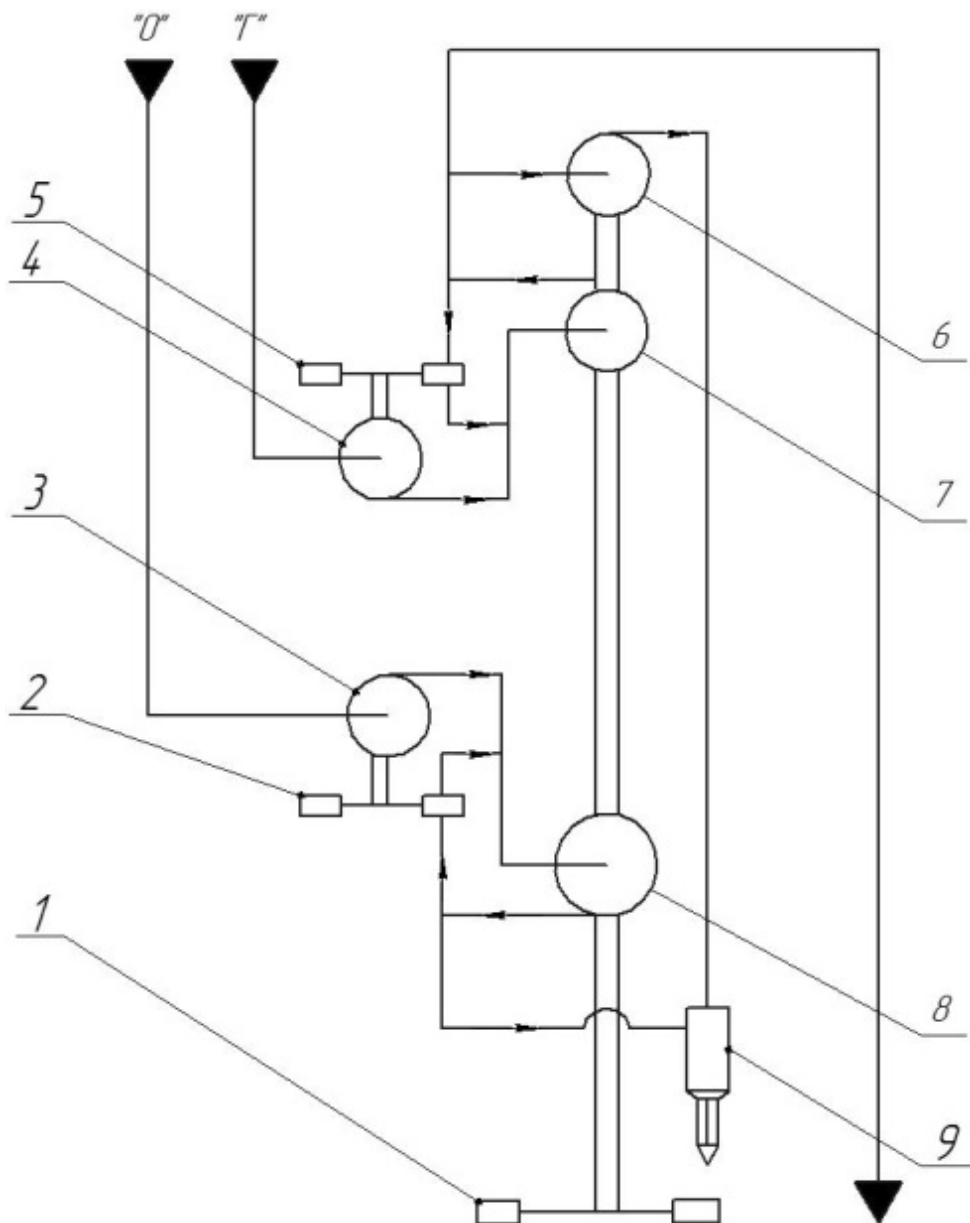
Результаты расчета потерь в насосе свести в таблицу. Дать необходимые пояснения к расчету.

Описанный алгоритм наиболее удобно реализовать в программах Mathcad, Excel или других системах компьютерной алгебры.

### 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБИН ОСНОВНЫХ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД

Переход к схемам ЖРД с дожиганием позволяет повысить удельный импульс тяги двигательной установки как за счет устранения потерь, связанных с выбросом генераторного газа в атмосферу, так и за счет применения в этих двигателях более высоких давлений в камере сгорания.

Дожигание генераторного газа может производиться либо в основных камерах, либо в специальной камере двигателя. На рис. 3.1 приведена типичная схема системы топливоподдачи ЖРД с дожиганием генераторного газа. Система содержит преднасосы и основные турбокомпрессорные агрегаты.



**Рис. 3.1.** Схема системы подачи компонентов:  
1 – турбина ТНА; 2, 5 – турбины БНА; 3, 4 – насосы БНА; 6, 7, 8 – насосы ТНА; 9 – газогенератор

Преднасосы предназначены для обеспечения безкавитационной работы основных насосов при минимальных входных давлениях. В качестве преднасосов в современных двигателях используются бустерные насосные агрегаты (БНА), обладающие по сравнению с эжекторами большой экономичностью.

Турбонасосные агрегаты (ТНА) предназначены для подачи компонентов в газогенератор и камеру сгорания при заданных расходах и давлениях на входе и выходе.

БНА и ТНА состоят из лопастных насосов и газовых турбин, приводящих их во вращение. В качестве турбин БНА применяются осевые, а ТНА – осевые и радиально-осевые.

### 3.1. Определение потребного КПД турбины и увязка мощностей насосов и турбины

Исходные данные для расчета газовой турбины получаются в результате предварительного энергетического расчета двигателя, включающего выбор пневмогидравлической схемы (ПГС), ориентировочных значений гидравлических сопротивлений, КПД узлов и температуры генераторного газа. По этим данным производится расчет, в результате которого определяются:

$m_T$  – расход газа через турбину (кг/с);

$T_0^*$  – полная температура газа перед турбиной (К);

$P_0^*$  – полное давление газа перед турбиной (МПа);

$\pi_T = \frac{P_0^*}{P_1}$  – степень понижения давления газа на турбине;

$k = \frac{C_P}{C_V}$  – показатель адиабаты газа, питающего турбину;

$R$  – газовая постоянная рабочего тела (Дж/кг×К).

Перечисленные параметры позволяют определить располагаемую адиабатическую работу газа:

$$L_{0\Sigma} = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (3.1)$$

и условную скорость истечения  $C_{0\Sigma}$ , соответствующую этой работе:

$$C_{0\Sigma} = \sqrt{2L_{0\Sigma}}, \text{ м/с}. \quad (3.2)$$

В результате предварительного расчета насосов известны число оборотов ротора ТНА –  $n$  (об/мин) и суммарная мощность насосов –  $N_{H\Sigma}$ , кВт.

Из условия равенства суммарной мощности насосов  $N_{H\Sigma}$  и мощности развиваемой турбиной  $N_T$  согласно формуле

$$N_T = N_{H\Sigma} = m_T L_{0\Sigma} \eta_{T\text{потр}} \quad (3.3)$$

может быть определен потребный КПД турбины:

$$\eta_{T\text{потр}} = \frac{N_{H\Sigma}}{m_T L_{0\Sigma}}. \quad (3.4)$$

В формулах (3.3) и (3.4) под суммарной мощностью насосов понимается мощность насосов, расположенных на одном валу с турбиной (например, сумма мощностей насосов окислителя  $N_{H_0}$  и горючего  $N_{H_r}$ ) или суммарная мощность нескольких ступеней одного насоса.

Уровень КПД турбины зависит от числа Парсонса и определяется согласно формуле

$$y = \sqrt{\frac{\sum U_{\text{ср}}^2}{C_{0\Sigma}}}, \quad (3.5)$$

где  $\sqrt{\sum U_{\text{ср}}^2}$  – сумма квадратов окружных скоростей на среднем диаметре  $D_{\text{ср}}$  для всех ступеней.

Если принять, что для всех ступеней окружная скорость на среднем диаметре  $U_{\text{ср}}$  одинакова, то можно записать выражение для числа Парсонса согласно формуле

$$y = \frac{U\sqrt{z}}{C_{0\Sigma}}. \quad (3.6)$$

Задаваясь величиной  $y$ , оптимальные значения которой находятся в диапазоне  $0,45 \div 0,55$ , из формулы (3.6) можно определить необходимое число ступеней турбины:

$$z = \left[ \frac{y}{(U_{\text{ср}}/C_{0\Sigma})} \right]^2. \quad (3.7)$$

Окружная скорость на среднем диаметре  $U_{cp}$  задается в общем случае из условия обеспечения прочности рабочих лопаток турбины.

Для одноступенчатых турбин роль числа Парсонса играет приведенная окружная скорость ( $U_{cp}/C_{0□}$ ).

После определения необходимого числа ступеней турбины  $z$  проводится (без учета потерь в корпусах подвода рабочего тела) расчет основных геометрических размеров турбины:

- для одноступенчатой осевой турбины – среднего диаметра рабочего колеса  $D_{cp}$ , высоты сопловой и рабочей лопатки;
- для одноступенчатой радиально-осевой центростремительной турбины – диаметра входа в рабочее колесо, высоты лопаток соплового аппарата (на входе) и высоты лопаток рабочего колеса (на выходе);
- для многоступенчатой осевой турбины – среднего диаметра проточной части, высоты сопловых лопаток первой ступени и высоты рабочих лопаток последней ступени (на выходе).

Найденные основные геометрические размеры турбины позволяют представить ее облик и массогабаритные характеристики, выбрать тип турбины и определить действительный уровень КПД турбины  $\eta_T$ , который может быть получен на данной турбине. Следует отметить, что под действием КПД турбины  $\eta_T$  понимается эффективный КПД, который учитывает все виды потерь в турбине, в том числе и потери в ходовой части ТНА.

Если по результатам расчетов окажется, что  $\eta_{T_{портр}} \neq \eta_T$ , то следует провести повторный расчет ПГС двигателя с целью получения величины  $m_T L_{0\Sigma}$ , обеспечивающей равенство  $\eta_T$  и  $\eta_{T_{портр}}$  при выполнении условия (3.3).

### 3.2. Выбор типа турбины

Выбор типа турбины производится на этапе увязки мощностей турбины и насосов. Однозначного критерия для выбора типа турбины, используемой для привода насосов в ТНА ЖРД, не существует. Это обусловлено следующими обстоятельствами.

Во-первых, окружной КПД  $\eta_U$  одноступенчатой радиально-осевой центростремительной турбины (РОЦТ) является функцией семи параметров:

- приведенной окружной скорости ( $U_1/C_0$ );
- коэффициентов скорости в сопловом аппарате  $\varphi$  и рабочем колесе  $\psi$ ;
- углов выхода потока из соплового аппарата  $\alpha_1$  и рабочего колеса  $\beta_2$ ;
- степени реактивности  $\rho$ ;
- степени радиальности  $\mu = D_{2cp}/D_1$ .

Для одноступенчатой осевой турбины (ОТ) степень радиальности  $\mu=1$  и окружной КПД является функцией шести параметров.

Эффективный КПД  $\eta_T$  турбины, определяющий мощность, передаваемую турбиной потребителем (насосом), вычисляется по формуле

$$\eta_T = \eta_u - \Delta\eta_{ут} - \Delta\eta_{тр} - \Delta\eta_\varepsilon - \Delta\eta_{вл} - \Delta\eta_{хх}, \quad (3.8)$$

где  $\Delta\eta_{ут}$  – потери от утечек газа через зазоры между статором и ротором турбины;  $\Delta\eta_{тр}$  – потери от трения диска и лопаточного бандажа;  $\Delta\eta_\varepsilon$  – потери, связанные с парциальным подводом;  $\Delta\eta_{вл}$  – потери, обусловленные наличием влаги в газе;  $\Delta\eta_{хх}$  – потери холостого хода, связанные с затратами мощности на трение в подшипниках и уплотнениях.

В случае многоступенчатой конструкции КПД турбины зависит еще и от коэффициента возврата тепла  $\alpha$ .

Таким образом, эффективный КПД турбины зависит от большого числа конструктивных и режимных факторов. При этом расчет отдельных составляющих потерь в формуле (3.8) основывается на использовании экспериментальных данных.

Во-вторых, узел турбины для привода насосов в ТНА можно рассматривать состоящим из трех частей:

1. Корпуса (патрубка) подвода газа;
2. Собственно, проточной части турбины, расположенной между сечениями на входе в сопловой аппарат и на выходе из рабочего колеса;
3. Корпуса (патрубка) отвода газа;

В связи с жесткими требованиями, предъявляемыми к массогабаритным характеристикам ТНА, по крайней мере, один из корпусов турбины имеет сложную конфигурацию, не позволяющую расчетным путем оценить потери в таком корпусе.

Все это и объясняет невозможность получения расчетным путем однозначного критерия для выбора типа турбины. Вопрос о выборе типа турбины может быть решен с использованием экспериментальных значений КПД осевых и радиально-осевых центростремительных турбин, применяемых для привода насосов ТНА ЖРД. Имеющиеся опытные данные показывают, что при малых высотах лопаток соплового аппарата на радиально-осевых центростремительных турбинах (РОЦТ) может быть получен более высокий КПД, чем на осевых турбинах (ОТ) при одинаковых значениях расхода и параметров газа. На рис. 3.2 приведены экспериментальные данные для КПД РОЦТ и ОТ, разработанных и доведенных в КБХА. Для высоты лопаток соплового аппарата  $L_c=2$  использованы данные [7]. Из рис. 3.2 видно, что по мере увеличения высоты лопаток соплового аппарата, преимущества по КПД радиально-осевых турбин уменьшается при  $L_c \geq 25$  мм трудно ожидать заметного преимущества по КПД РОЦТ перед ОТ. Следует отметить, что для рис. 3.2 использовались экспериментальные значения, полученных на турбинах, разработанных для ТНА и имеющих один из корпусов со сложной конфигурацией. Последнее обстоятельство обуславливает снижение КПД

турбины. При малых гидравлических потерях корпусах подвода и отвода газа на РОЦТ, имеющих высоту сопловых лопаток  $L_c=12\div 17$  мм, внутренний КПД турбины достигает уровня  $0,88\div 0,90$ .

Следует отметить, что при выборе типа турбины, кроме уровня КПД учитывается:

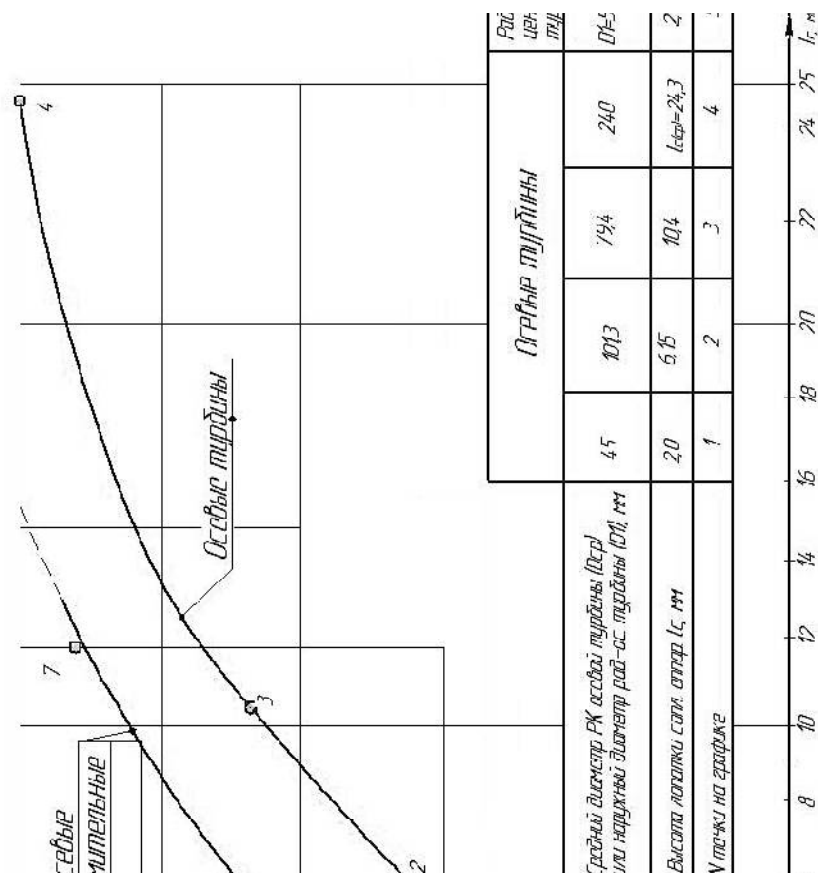
- масса и габариты узла турбины;
- величина и направление осевой силы;
- величина коэффициента приспособляемости  $K = M_0/M_{ном}$ , равная отношению крутящего момента при  $n=0$  к крутящему моменту при  $n=n_{ном}$ .

При выборе типа турбины следует помнить, что в настоящее время в ТНА ЖРД применяются только неохлаждаемые турбины.

### 3.3. Расчет проточной части турбины

После увязки мощностей турбины и насосов, выбора типа турбины проводится окончательный расчет проточной части турбины. Используя компоновку узла турбины и набор экспериментальных данных по гидравлическим потерям в корпусах сложной геометрической конфигурации, можно оценить величины коэффициентов сохранения полного давления в корпусе подвода газа  $\sigma_1$  и в корпусе отвода газа  $\sigma_2$ . Полное давление рабочего тела за турбиной  $P_2^*$  определяется по результатам расчета основных геометрических размеров турбины (см. пункт 3.1 настоящих указаний).

После этого могут быть найдены полное давление перед сопловым аппаратом 1 ступени  $P_{0CA(1)}^* = P_0^* \sigma_1$ , и полное давление газа за рабочим колесом последней ступени  $P_{2PK(z)}^* = P_2^* / \sigma_2$ . Статическое давление за рабочим колесом последней ступени  $P_{2PK(z)}^*$  определяется по известному  $P_{2PK(и)}^*$  и результатам расчета основных геометрических размеров турбины.



**Рис. 3.2.** Влияние высоты лопаток соплового аппарата  $l_c$  на КПД турбины

По известным значениям  $P_{0CA(1)}^*$  и  $P_{2PK(z)}^*$  можно определить располагаемую адиабатическую работу газа в прочной части турбины:

$$L_{0пч} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[ 1 - \left( \frac{P_{2PK(z)}^*}{P_{0CA(1)}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \frac{Дж}{кг}, \quad (3.9)$$

и соответствующую ей условную скорость истечения:

$$C_{0пч} = \sqrt{2L_{0пч}}, \frac{м}{с}. \quad (3.10)$$

Расчет прочной части турбины проводится в предположении, что газ, питающий турбину является идеальным, т.е. подчиняется уравнению в соотношении в форме Клайперона-Менделеева (коэффициент сжимаемости равен единице). При этом показатель адиабаты  $k$  и газовая постоянная  $R$  в процессе прохождения газа через проточную часть турбины не меняют своих значений.

Расчет проточной части одноступенчатой турбины (ОТ и РОЦТ) проводят в следующей последовательности:

3.3.1. Определяется критическая скорость газа по параметрам на входе в турбину по формуле

$$Q_{кр(T_0^*)} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}, \frac{м}{с}. \quad (3.11)$$

3.3.2. Рассчитывается значение коэффициента скорости  $\varphi$  в сопловом аппарате.

3.3.3. Задается значение степени реактивности  $\rho$ .

3.3.4. Определяется действительная скорость выхода газового потока из соплового аппарата по формуле

$$C_1 = \varphi C_{0_{пч}} \sqrt{1 - \rho}. \quad (3.12)$$

3.3.5. Вычисляется приведенная скорость по формуле

$$\lambda_{c_1} = C_1 / Q_{кр(T_0^*)}. \quad (3.13)$$

3.3.6. По таблицам газодинамических функций (ГДФ) для заданного  $k$  по  $\lambda_{c_1}$ , определяется величина  $\tau(\lambda_{c_1})$  [12].

3.3.7. Определяется температура газа за сопловым аппаратом по формуле

$$T_1 = T_0^* \tau(\lambda_{c_1}), \text{ К}. \quad (3.14)$$

3.3.8. Вычисляется приведенная теоретическая скорость по формуле

$$\lambda_{c_{1t}} = \lambda_{c_1} / \varphi. \quad (3.15)$$

3.3.9. По таблице ГДФ для заданного  $k$  определяется величина  $\pi(\lambda_{c_{1t}})$  [12].

3.3.10. Рассчитывается величина статического давления за сопловым аппаратом по формуле

$$P_1 = P_{0_{CA(1)}}^* \pi(\lambda_{c_{1t}}), \text{ МПа}. \quad (3.16)$$

3.3.11. Определяется удельный объем газа за сопловым аппаратом по формуле

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.17)$$

3.3.12. Задается значение приведенной окружной скорости  $U_{\text{ср}}/C_{0\text{пч}}$  (для ОТ) или  $U_1/C_{0\text{пч}}$  (для РОЦТ) и по ее величине определяется окружная скорость на среднем диаметре  $U_{\text{ср}}$  (для ОТ) или на диаметре входа в рабочее колесо  $U_1$  (для РОЦТ).

3.3.13. По величине  $U_{\text{ср}}$  или  $U_1$  при известном числе оборотов  $n$  находится средний диаметр рабочего колеса ОТ:

$$D_{\text{ср}} = \frac{60U_{\text{ср}}}{\pi n}, \text{ м}, \quad (3.18)$$

или диаметр входа потока в рабочее колесо РОЦТ:

$$D_1 = \frac{60U_1}{\pi n}, \text{ м}. \quad (3.19)$$

3.3.14. Определяется диаметр соплового аппарата на выходе для ОТ и для РОЦТ:

$$D_{1\text{сА}} = D_{\text{ср}}, \text{ м}, \quad (3.20)$$

$$D_{1\text{сА}} = 1,1D_1, \text{ м}. \quad (3.21)$$

3.3.15. Вычисляется высота лопатки соплового аппарата на выходе газа для ОТ и для РОЦТ:

$$l_c = \frac{m_{\text{т}}V_1 10^3}{\pi D_{\text{ср}} C_1 \sin \alpha_1}, \text{ м}, \quad (3.22)$$

$$l_c = \frac{m_{\text{т}}V_1 10^3}{\pi D_{1\text{сА}} C_1 \sin \alpha_1}, \text{ м}, \quad (3.23)$$

где  $\alpha_1$  – угол выхода потока газа из соплового аппарата.

При  $l_c \leq 5 \div 6$  мм необходимо вводить парциальный подвод газа. При этом с целью устранения радиальной силы парциальный подвод должен осуществляться черед две диаметрально противоположные дуги подвода.

Следует учитывать, что при степени парциальности турбины  $\varepsilon \leq 0,6$  радиально-осевая центростремительная ступень имеет более низкий КПД, чем осевая [8].

3.3.16. Определяются окружная составляющая скорости и расходная составляющая скорости на выходе из соплового аппарата:

$$C_{1U} = C_1 \cos \alpha_1, \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad (3.24)$$

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1, \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (3.25)$$

3.3.17. Вычисляется окружная составляющая относительной скорости  $W_{1U}$  на входе в рабочее колесо для ОТ и для РОЦЦ:

$$W_{1U} = C_{1U} - U_{cp}, \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad (3.26)$$

$$W_{1U} = C_{1U} - U_1, \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (3.27)$$

3.3.18. Определяется скорость потока газа на входе в рабочее колесо в относительном движении по формуле

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{1U}^2}, \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (3.28)$$

3.3.19. Определяется значение коэффициента скорости  $\psi$  в рабочем колесе турбины.

3.3.20. Вычисляется действительная скорость на выходе газа из рабочего колеса для ОТ и для РОЦЦ:

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + \rho C_{0\text{пч}}^2}, \frac{\text{М}}{\text{с}}, \quad (3.29)$$

$$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + \rho C_{0\text{пч}}^2 - U_1^2(1 - \mu^2)}, \frac{\text{М}}{\text{с}}. \quad (3.30)$$

Входящая в формулу (3.29) степень радиальности рабочего колеса  $\mu$  выбирается в соответствии с рекомендациями, содержащимися в [9]. При выборе величины  $\mu$  должен учитываться способ соединения колеса РОЦЦ с валом - при использовании шлицевого соединения внутренний диаметр выхода

из рабочего колеса определяется диаметром вала, рассчитанным из условия передачи необходимого крутящего момента.

3.3.21. Определяется температура газа на выходе из рабочего колеса для ОТ и для РОЦТ:

$$T_2 = T_1 + \frac{(W_1^2 - W_2^2)}{\frac{2kR}{k-1}}, \text{ К}, \quad (3.31)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{(W_1^2 - W_2^2) + (U_1^2 - U_{2\text{cp}}^2)}{\frac{2kR}{k-1}}, \text{ К}, \quad (3.32)$$

где окружные скорости  $U_1$  и  $U_{2\text{cp}}$  соответствуют диаметрам  $D_1$  и  $D_{2\text{cp}} = \mu D_1$ .

3.3.22. Определяется удельный объем газа за рабочим колесом турбины по формуле

$$V_1 = \frac{RT_2}{P_{2PK(z)}}, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (3.33)$$

3.3.23. Вычисляется высота лопаток на выходе из рабочего колеса для ОТ и для РОЦТ:

$$l_2 = \frac{m_T V_2 10^3}{\pi D_{\text{cp}} W_2 \sin \beta_2}, \text{ м}, \quad (3.34)$$

$$l_2 = \frac{m_T V_2 10^3}{\pi D_{2\text{cp}} W_2 \sin \beta_2}, \text{ м}. \quad (3.35)$$

Здесь  $\beta_2$  – угол выхода потока газа из рабочего колеса в относительном движении.

3.3.24. Определяются абсолютные значения составляющих скорости газа  $W_2$  на выходе из рабочего колеса:

- окружная составляющая:

$$W_{2u} = W_2 \cos \beta_2, \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (3.36)$$

- расходная составляющая:

$$W_{2a} = W_2 \sin \beta_2, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.37)$$

3.3.25. Определяется векторное значение абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса по формуле

$$\vec{C}_{2U} = \vec{W}_{2U} + \vec{U}. \quad (3.38)$$

3.3.26. Вычисляется окружной КПД по параметрам проточной части для ОТ и для РОЦТ:

$$\eta_{U_{n4}} = \frac{U(\vec{C}_{1U} - \vec{C}_{2U})}{L_{0_{пч}}}, \quad (3.39)$$

$$\eta_{U_{n4}} = \frac{U_1 \vec{C}_{1U} - U_{2ch} \vec{C}_{2U_{ср}}}{L_{0_{пч}}}. \quad (3.40)$$

3.3.27. Определяются потери на утечку  $\Delta\eta_{ут}$ , на трение  $\Delta\eta_{тр}$  потери от парциальности  $\Delta\eta_{\varepsilon}$ , потери, связанные с наличием влаги в газе  $\Delta\eta_{вл}$ , потери холостого хода  $\Delta\eta_{хх}$ . Для осевой ступени расчет указанных потерь подробно рассмотрен в [10], [11], а для радиально-осевой ступени – в [8,9].

3.3.28. Определяется эффективный КПД турбины по параметрам проточной части  $\eta_{T(пч)}$  и мощность турбины по формуле

$$N_T = m_T L_{0_{пч}} \eta_{T(пч)}, \text{ кВт}. \quad (3.41)$$

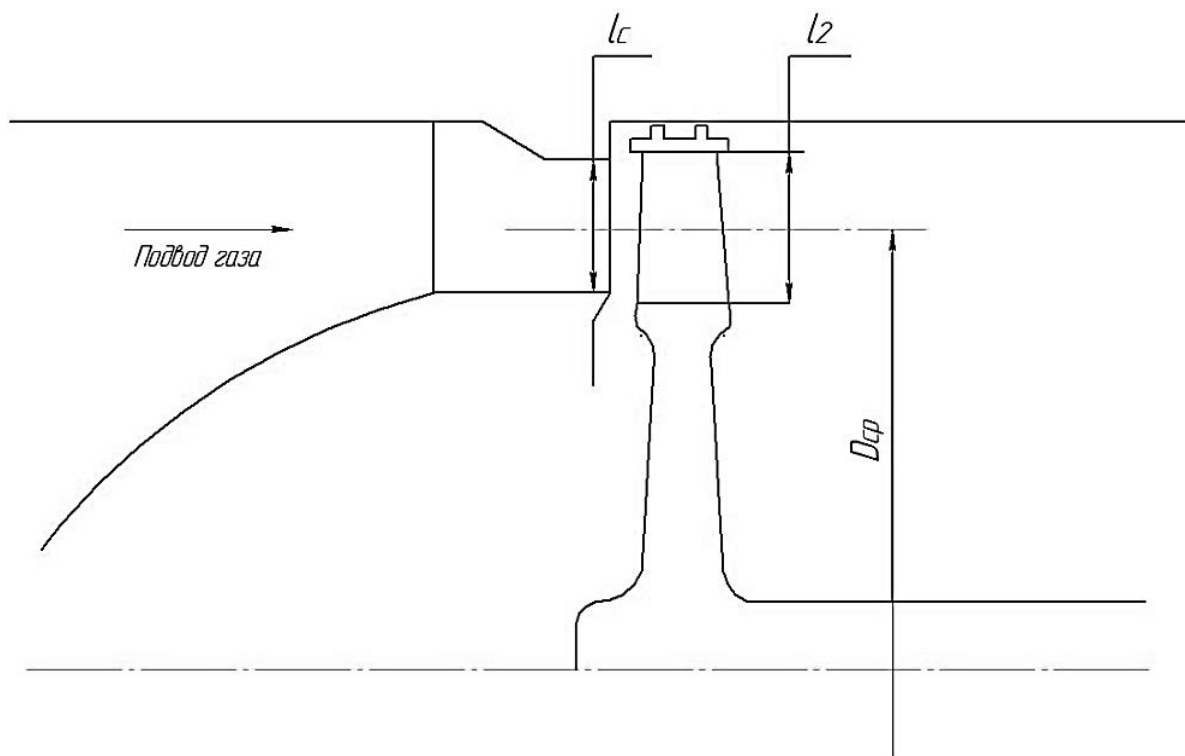
3.3.29. Определяется КПД турбины с учетом потерь в корпусах подвода и отвода:

$$\eta_T = \frac{L_{0_{пч}}}{L_{0_{\Sigma}}} \eta_{T(пч)}. \quad (3.42)$$

Схемы проточной части и основные геометрические размеры ОТ и РОЦТ приведены на рис. 3.3 и 3.4 соответственно.

Численные параметры расчета турбин производятся в следующих литературных источниках:

- расчет РОЦТ в книге [9];
- расчет автономной ОТ и предкамерной ОТ в учебнике [1].

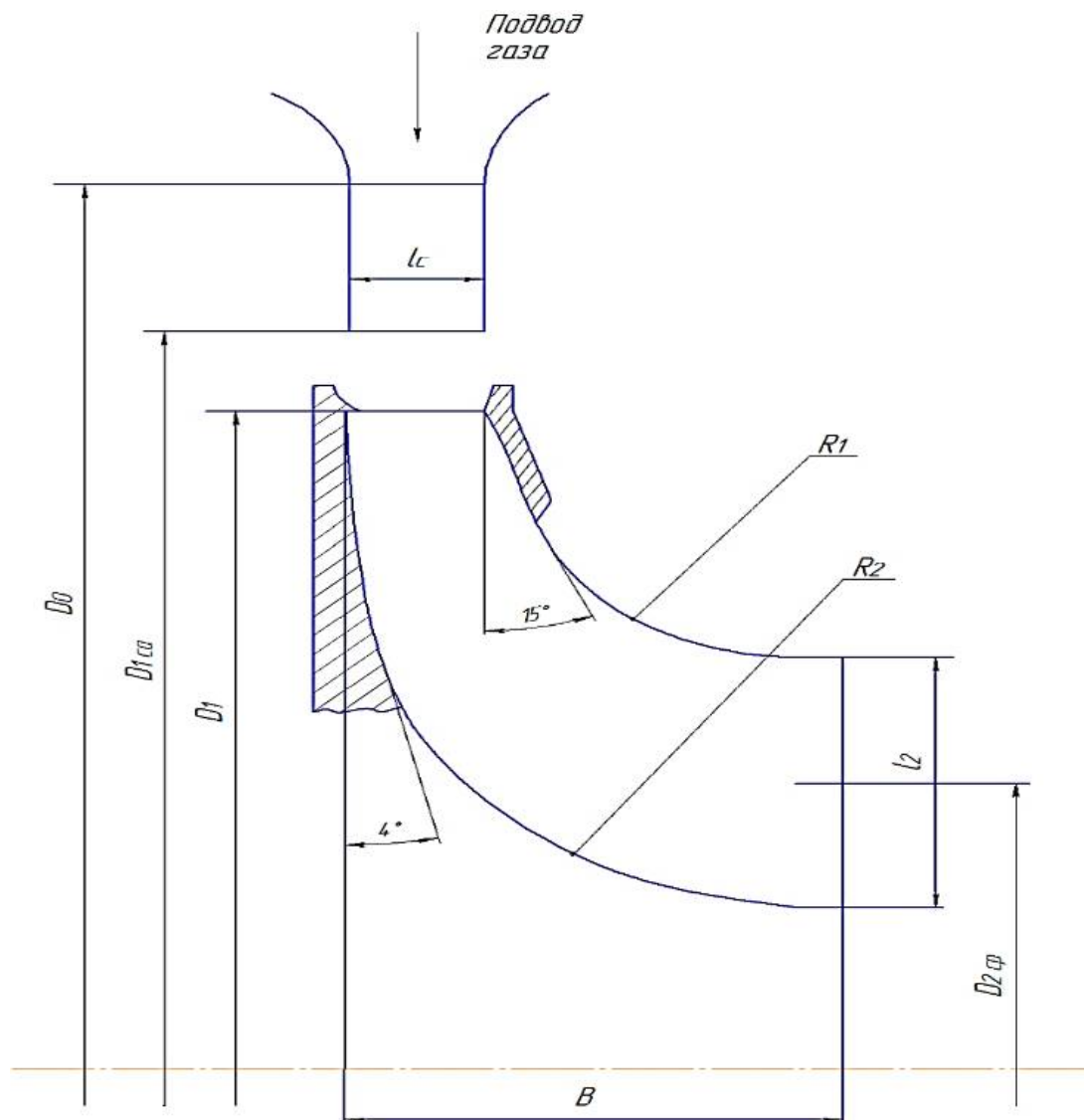


**Рис. 3.3.** Схема проточной части осевой турбины и основные геометрические размеры проточной части

### 3.4. Особенности расчета многоступенчатых турбин

В технике широко применяются многоступенчатые турбины. В ЖРД с целью получить легкие и простые конструкции стараются применять одноступенчатые турбины, но в ряде случаев и здесь оказывается целесообразным применять многоступенчатые турбины. При этом для многоступенчатой конструкции применяются только осевые ступени. Это связано с тем, что многоступенчатая конструкция, составленная из радиально-осевых ступеней, требует наличия обратных направляющих агрегатов, которые усложняют конструкцию, приводят к определенному увеличению радиального габарита турбины и к существенному увеличению её осевого размера, по сравнению с многоступенчатой осевой турбиной.

Следуя классификации газовых турбин, приведенной в [13], многоступенчатые турбины по способу срабатывания располагаемого перепада давления можно разделить на турбины со ступенями скорости и турбины со ступенями давления.



**Рис. 3.4.** Схема проточной части радиально-осевой центробежной турбины и основные геометрические размеры проточной части соплового аппарата и рабочего колеса

Турбину со ступенями скорости называют также турбиной (ступенью) Кёртиса [14]. Основной особенностью этой турбины является то, что весь располагаемый перепад давления (или его большая часть) срабатывается в сопловом аппарате первой ступени (первого венца [10]), а в остальных венцах происходит ступенчатое срабатывание скорости, полученной в сопловом аппарате первой ступени. Основное достоинство турбины Кёртиса – возможность срабатывания большой располагаемой работы и получения при  $U/C_{0\Sigma} < 0,3 \div 0,35$  более высокого КПД по сравнению с одноступенчатой осевой турбиной. Порядок расчета турбины Кёртиса и численный пример такого расчета приводится в [10]. Основным недостатком турбины Кёртиса заключается в более низком КПД по сравнению с многоступенчатой турбиной, составленной из ступеней давления.

В многоступенчатой турбине, составленной из ступеней давления, происходит ступенчатое срабатывание давлений. При этом в каждой ступени можно обеспечить сравнительно небольшие скорости газа в проточной части. Это позволяет уменьшить гидравлические потери и избежать сильноизогнутых рабочих лопаток, что ведет к повышению КПД в многоступенчатой турбине и является основным преимуществом многоступенчатых турбин со ступенями давления. Однако при этом требуется в два раза больше число ступеней давления по сравнению с турбиной со ступенями скорости при одинаковой окружной скорости  $U_{cp}$ . Например, для срабатывания располагаемой адиабатической работы  $L_{0\Sigma} = 2 \cdot 10^6$  Дж/кг в турбине со ступенями давления каждая ступень будет иметь оптимальное значение приведенной окружной скорости  $(U/C_0)_i = 0,5$ . Из последнего условия можно найти, что на каждой ступени при  $U_{cp} = 500$  м/с будет срабатывать располагаемая работа  $L_{0\Sigma} = 500.000$  Дж/кг и необходимое число ступеней давления составит  $z = 2 \cdot \frac{10^6}{500.000} = 4$ , т.е. в два раза больше, чем в турбине со ступенями скорости.

Особенностью расчета многоступенчатой турбины со ступенями давления является необходимость учета коэффициента возврата тепла  $\alpha > 1$ , который учитывает приращение располагаемой работы последующий ступени, вызванное переходом в тепло потерь в предыдущей ступени. Для турбины, у которой КПД всех ступеней одинаковы, КПД турбины в целом выражается зависимостью:

$$\eta_{T\Sigma} = (1 - \alpha)\eta_{i_{ct}}, \quad (3.43)$$

где  $\eta_{i_{ct}}$  – КПД отдельной ступени.

Коэффициент возврата тепла  $\alpha$  тем выше, чем больше располагаемая работа  $L_{0\Sigma}$ , чем больше потери в отдельных ступенях, т.е. чем меньше КПД отдельной ступени.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостно-ракетных двигателей. 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
2. Крупинин В.Г. и др. Методические указания к расчетно - графическим работам по прикладной гидрогазовой динамике. М.: Московский авиационный институт, 1977. 65 с.
3. ВГТУ СТП. ВГТУ 62-2007 // Стандарт предприятия. Курсовое проектирование. Организация, порядок проведения, оформление расчетно-пояснительной записки и графической части. – 2007.
4. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели. – М.: Машиностроение, 1968. -306 с.
5. Петров В.И., Чебаевский В.Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М.: Машиностроение, 1977. – 192 с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. -346 с.
7. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. - М.: Машиностроение, 1970. 206с.
8. Розенберг Г.Ш., Ткачёв Н.М., Костыркин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок. – Л.:Судостроение,1973. 213с.
9. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчета центростремительной турбины.- М. : Машиностроение, 1966. 200с.
10. Паровые и газовые турбины/ Под ред. А.Г. Костюка. И В.В.Фролова – М.: Энергоатомиздат, 1985. 353с.], [Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А.
11. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. - М. : Машиностроение, 1991. 511с.
12. Лухтура Ф. И. Таблицы газодинамических функций: справочное пособие. – 2007.
13. Абианц В.Х. Теория газовых турбин ракетных двигателей. - М. : Машиностроение, 1979. 246с.
14. Щегляев А.В. Паровые турбины.- М.:Энергия, 1967.367с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ .....	4
1.1. Основные уравнения и формулы, применяемые для гидравлического расчета системы питания .....	4
1.1.1. Расчет топливных магистралей .....	4
1.1.2. Давление на входе в насос .....	6
1.1.3. Струйная форсунка .....	7
1.1.4. Мощность, необходимая для привода насоса .....	8
1.2. Исходные данные и задачи гидравлического расчета турбонасосной системы питания .....	9
1.3. Порядок расчета магистрали горючего .....	10
1.4. Расчет магистрали окислителя .....	20
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ОКИСЛИТЕЛЯ .....	24
2.1. Подготовка исходных данных курсового проекта .....	24
2.2. Увязка параметров насосов «О» и «Г» и выбор размеров входной части шнека .....	25
2.2.1. Общие соображения .....	25
2.3. Методика расчета .....	29
2.4. Согласование параметров шнека и центробежного колеса .....	32
2.4.1. Описание исходных данных .....	32
2.4.2. Результаты расчета .....	33
2.4.3. Методика расчета .....	34
2.5. Определение основных размеров колеса .....	37
2.5.1. Описание исходных данных .....	37
2.5.2. Описание результатов расчета .....	39
2.5.3. Методика расчета .....	40

2.6. Расчет утечек в уплотнениях .....	43
2.6.1. Описание исходных данных .....	43
2.6.2. Описание результатов расчета .....	44
2.6.3. Методика расчета утечек в уплотнениях .....	44
2.7. Расчет осевого усилия, приложенного к ротору насоса .....	47
2.7.1. Описание исходных данных .....	47
2.7.2. Описание результатов расчета .....	47
2.7.3. Методика расчета осевого усилия.....	48
2.8. Оценка потерь. Коэффициенты полезного действия насоса .....	50
2.8.1. Дисковые потери в насосе .....	51
2.8.2. Расчет импеллерного уплотнения вала насоса .....	52
2.8.3. Полезная мощность, потери и КПД насоса .....	54
<b>3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБИН ОСНОВНЫХ ТУРБОНАСОСНЫХ</b>	
<b>АГРЕГАТОВ ЖРД.....</b>	<b>55</b>
3.1. Определение потребного КПД турбины и увязка мощностей насосов	
и турбины .....	56
3.2. Выбор типа турбины.....	58
3.3. Расчет проточной части турбины .....	60
3.4. Особенности расчета многоступенчатых турбин .....	67
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>70</b>

**Учебное издание**

**Афанасьев Александр Александрович**  
**Демьяненко Юрий Васильевич**  
**Кружаев Константин Владимирович**  
**Шматов Дмитрий Павлович**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ ЖРД**

Учебное пособие

В авторской редакции

Подписано к изданию 25.10.2022.  
Объем данных 1,6 Мб.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический  
университет»  
394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84