

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

к выполнению практических и самостоятельных работ по  
дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных  
агрегатов» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02  
«Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной  
формы обучения

Воронеж 2015

Составители: д-р техн. наук Ю.В. Демьяненко  
канд. техн. наук К.В. Кружаев  
канд. техн. наук Д.П. Шматов

УДК 621.438.004.14:629.7

Методические указания к выполнению практических и самостоятельных работ по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО "Воронежский государственный технический университет"; сост. Ю.В. Демьяненко, К.В. Кружаев, Д.П. Шматов. Воронеж, 2015. 42 с.

Методические указания предназначены, прежде всего, для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения, но могут быть полезны для студентов энергетических специальностей.

Ил. 5, библиогр. 15 назв.

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Иванов.

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

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

©ФГБОУ ВПО "Воронежский  
государственный технический  
университет", 2015

## ВВЕДЕНИЕ

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 дожигания. На рис. 1 приведена типичная схема системы топливоподдачи ЖРД с дожиганием генераторного газа. Система содержит преднасосы и основные турбонасосные агрегаты.

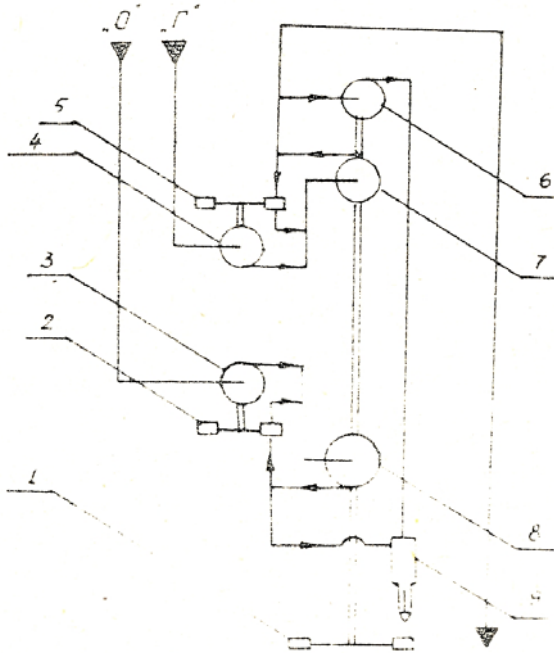


Рис. 1 Схема системы подачи компонентов: 1 – турбина ТНА; 2, 5 – турбина БНА; 3, 4 – насосы БНА; 6, 7, 8, - насосы ТНА; 9 - газогенератор

Преднасосы предназначены для обеспечения бескавитационной 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 или радиально-осевые.

# РАСЧЕТ ТУРБИН ОСНОВНЫХ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

## I. 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);
- $\pi_T = P_2^*/P_1^*$  - степень понижения давления газа на турбине;
- $k = C_p/C_v$  - показатель адиабаты газа, питающего турбину;
- $R$  - газовая постоянная рабочего тела (Дж/кг·град).

Перечисленные параметры позволяют определить располагаемую адиабатическую работу газа

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

и условную скорость истечения  $C_{o_z}$ , соответствующую этой работе

$$C_{o_z} = \sqrt{2 L_{o_z}} \quad \text{м/с} \quad (2)$$

В результате предварительного расчета насосов известны число оборотов ротора ТНА -  $n$  (об/мин) и суммарная мощность насосов -

$-N_{H_2}$  (кВт).

Из условия равенства суммарной мощности насосов  $N_{H_2}$  и мощности развиваемой турбиной  $N_T$

$$N_T = N_{H_2} = m_T L_{O_2} \eta_{T\text{потр}} \quad (3)$$

может быть определен потребный КПД турбины

$$\eta_{T\text{потр}} = \frac{N_{H_2}}{m_T L_{O_2}} \quad (4)$$

В формулах (3) и (4) под суммарной мощностью насосов понимается мощность насосов, расположенных на одном валу с турбиной (например, сумма мощностей насосов окислителя  $N_{H_2}$  и горючего  $N_{H_2}$ ) или суммарная мощность нескольких ступеней одного насоса.

Уровень КПД турбины зависит от числа Парсонса

$$Y = \sqrt{\sum U_{cp}^2 / c_{O_2}} \quad (5)$$

где  $\sum U_{cp}^2$  - сумма квадратов окружных скоростей на среднем диаметре  $D_{cp}$  для всех ступеней.

Если принять, что для всех ступеней окружная скорость на среднем диаметре  $U_{cp}$  одинакова, то можно записать выражение для числа Парсонса в следующем виде:

$$Y = U\sqrt{Z} / c_{O_2} \quad (6)$$

Задаваясь величиной  $Y$ , оптимальные значения которой находятся в диапазоне  $0,45 \div 0,55$ , из формулы (6) можно определить необходимое число ступеней турбины:

$$Z = \left[ \frac{Y}{(U_{cp} / c_{O_2})} \right]^2 \quad (7)$$

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  $(U_{cp} / c_{O_2})$ .

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  $D_{ср}$ , высоты сопловой и рабочей лопатки;

для одноступенчатой радиально-осевой центробежной турбины – диаметр входа в рабочее колесо, высоты лопаток соплового аппарата (на выходе) 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 массо-габаритные характеристики, выбрать тип турбины и определить действительный уровень КПД турбины  $\eta$ , который может быть получен на данной турбине. Следует отметить, что под действительным КПД турбины  $\eta$  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  $\eta_{нстр} \neq \eta$ , то следует провести повторный расчет ППС двигателя с целью получения величины  $m_T L_{o_2}$ , обеспечивающей равенство  $\eta$  и  $\eta_{нстр}$  при выполнении условия (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 БРД, не существует. Это обусловлено следующими обстоятельствами.

Во-первых, окружной КПД  $\eta_0$  одноступенчатой радиально-осевой центробежной турбины (РОЦТ) является функцией семи параметров:

- приведенной окружной скорости ( $U_1 / c_0$ );
- коэффициентов скорости в сопловом аппарате  $\psi$  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  $\mu = 1,0$  и окружной КПД является функцией шести параметров.

Эффективный КПД  $\eta_T$  турбины, определяющий мощность, передаваемую турбиной потребителям (насосом), вычисляется как

$$\eta_T = \eta_u - \Delta \eta_{yt} - \Delta \eta_{tp} - \Delta \eta_{\epsilon} - \Delta \eta_{вл} - \Delta \eta_{xx}, \quad (8)$$

где  $\Delta \eta_{yt}$  — потери от утечек газа через зазоры между статором и ротором турбины;

$\Delta \eta_{tp}$  — потери от трения диска и лопаточного бандажа;

$\Delta \eta_{\epsilon}$  — потери, связанные с парциальным подводом;

$\Delta \eta_{вл}$  — потери, обусловленные наличием влаги в газе;

$\Delta \eta_{xx}$  — 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 (8) основывается на использовании экспериментальных данных.

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

· корпуса (патрубка) подвода газа;

· собственно проточной части турбины, расположенной между сечениями на входе в сопловой аппарат и на выходе из рабочего колеса;

· корпуса (патрубка) отвода газа.

В связи с жесткими требованиями, предъявляемыми к массо-габаритным 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 центробежных турбин, применяемых для привода насосов в ТНА БРД. Имеющиеся опытные данные показывают, что при малых высотах соплового аппара-

та на РОЦТ может быть получен более высокий КПД, чем на ОТ при одинаковых значениях расхода и параметров газа. На рис. 2 приведены экспериментальные данные для КПД РОЦТ и ОТ, разработанных и доведенных в КБХА. Для высоты лопаток соплового аппарата  $l_c = 2$  мм использованы данные [2]. Из рис. 2 видно, что по мере увеличения высоты лопаток соплового аппарата, преимущества по КПД радиально-осевых турбин уменьшается и при  $l_c \geq 25$  мм трудно ожидать заметного преимущества по КПД РОЦТ перед ОТ. Следует отметить, что для рис. 2 использовались экспериментальные значения, полученные на турбинах, разработанных для ТНА и имеющих один из корпусов со сложной конфигурацией. Последнее обстоятельство обуславливает снижение КПД турбины. При малых гидравлических потерях в корпусах подвода и отвода газа на РОЦТ, имеющих высоту сопловых лопаток  $l_c = 12 - 17$  мм, внутренний КПД турбины достигает уровня 0,88 - 0,90.

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

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

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

### 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. параграф I настоящих указаний).

После этого могут быть найдены полное давление перед сопловым аппаратом I ступени  $P_{o,CA(1)}^* = P_o^* \sigma_1$ , и полное давление газа

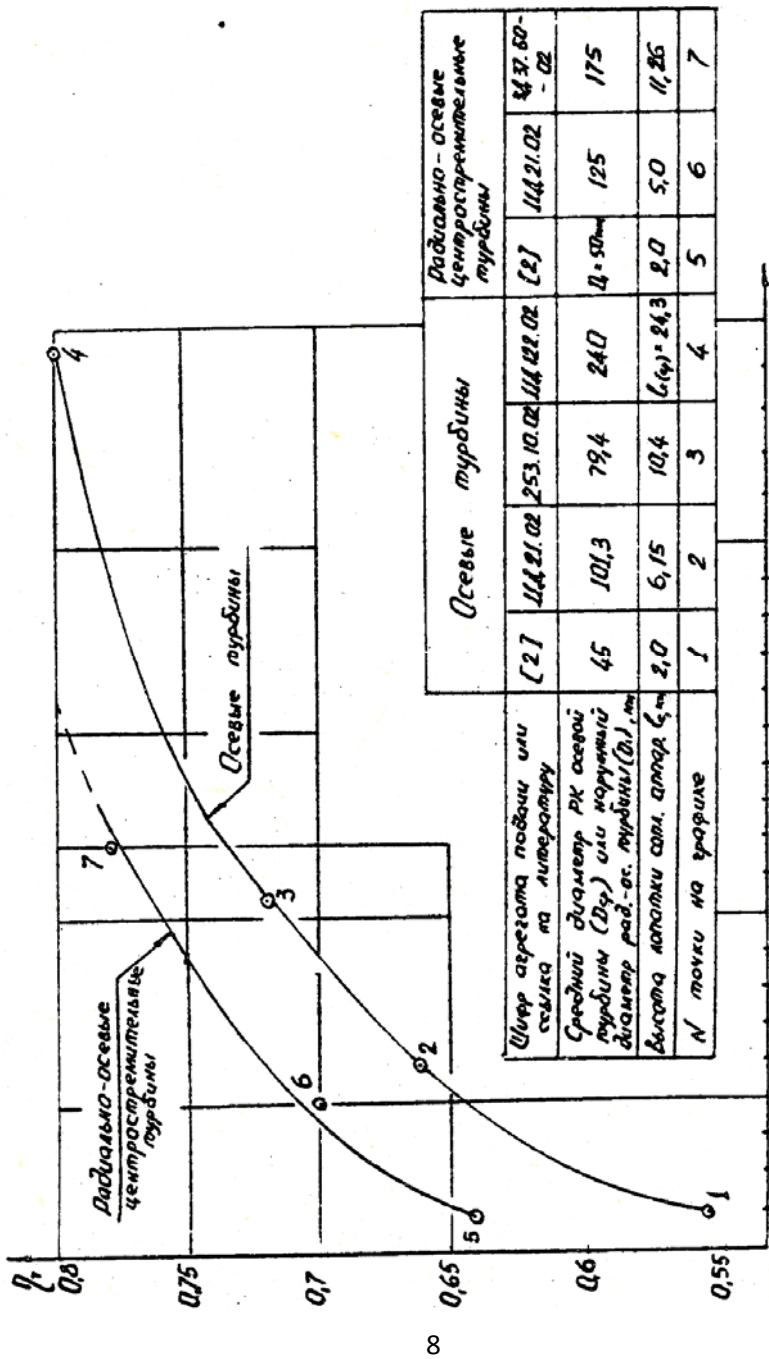


Рис. 2. Вязкие высоты лопаток соплового аппарата  $\zeta_c$  на КРД турбины

за рабочим колесом последней ступени  $P_{2PK(Z)}^* = P_2^*/\epsilon_2$ . Статическое давление за рабочим колесом последней ступени  $P_{2PK(Z)}^*$  определяется по известному  $P_{oCA(Z)}^*$  и результатам расчета основных геометрических размеров турбины.

По известным значениям  $P_{oCA(Z)}^*$  и  $P_{2PK(Z)}^*$  можно определить располагаемую адиабатическую работу газа в проточной части турбины

$$L_{o_{\text{м}}} = \frac{k}{k-1} RT_o^* \left[ 1 - \left( \frac{P_{2PK(Z)}^*}{P_{oCA(Z)}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \quad (9)$$

и соответствующую ей условную скорость истечения

$$C_{o_{\text{м}}} = \sqrt{2L_{o_{\text{м}}}} \quad , \text{ м/с} \quad (10)$$

Расчет проточной части турбины проводится в предположении, что газ, питающий турбину является идеальным, т.е. подчиняется уравнению состояния в форме Клапейрона-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 РОИТ) проводится в следующей последовательности:

1. Определяется критическая скорость газа по параметрам на входе в турбину

$$a_{кр}(\tau_o^*) = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_o^*} \quad , \text{ м/с} \quad (11)$$

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

3. Задается значение степени реактивности  $\rho$ .

4. Определяется действительная скорость выхода газового потока из соплового аппарата

$$C_1 = \varphi C_{o_{\text{м}}} \sqrt{1-\rho} \quad (12)$$

5. Вычисляется приведенная скорость

$$\lambda_c = C_1 / a_{кр}(\tau_o^*) \quad (13)$$

6. По таблицам газодинамических функций (ГДФ) для заданного  $k$  по  $\lambda_c$ , определяется величина  $\tau(\lambda_c)$ .

7. Определяется температура газа за сопловым аппаратом

$$T_1 = T_0^* \tau(\lambda_{c_1}) , \quad \text{К} \quad (14)$$

8. Вычисляется приведенная теоретическая скорость

$$\lambda_{c_1} = \lambda_{c_1} / \varphi . \quad (15)$$

9. По таблицам ГДФ для заданного  $\kappa$  определяется величина  $\pi(\lambda_{c_1})$ .

10. Рассчитывается величина статического давления за сопловым аппаратом

$$P_1 = P_{0_{сд(г)}}^* \pi(\lambda_{c_1}) , \quad \text{МПа} . \quad (16)$$

11. Определяется удельный объем газа за сопловым аппаратом

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} , \quad \text{м}^3/\text{кг} . \quad (17)$$

12. Задается значение приведенной окружной скорости  $U_{ср}/C_{0_2}$  (для ОТ) или  $U_1/C_{0_2}$  (для РОЦТ) и по ее величине определяется окружная скорость на среднем диаметре  $U_{ср}$  (для ОТ) или на диаметре входа в рабочее колесо  $U_1$  (для РОЦТ).

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

$$D_{ср} = \frac{60 U_{ср}}{\pi n} , \quad \text{м} \quad (18)$$

или диаметр входа потока в рабочее колесо РОЦТ

$$D_1 = \frac{60 U_1}{\pi n} , \quad \text{м} . \quad (18^*)$$

14. Определяется диаметр соплового аппарата на выходе:

$$\text{для ОТ} \quad D_{1сд} = D_{ср} , \quad \text{м}; \quad (19)$$

$$\text{для РОЦТ} \quad D_{1сд} = 1,1 D_1 \quad (19^*)$$

15. Вычисляется высота лопатки соплового аппарата на выходе газа:

$$\text{для ОТ} \quad l_c = \frac{m_T V_i 10^3}{\pi D_{cp} C_i \sin \alpha_i}, \quad \text{мм} \quad (20)$$

$$\text{для РОЦТ} \quad l_c = \frac{m_T V_i 10^3}{\pi D_{i,c} C_i \sin \alpha_i}, \quad \text{мм} \quad (20^*)$$

где  $\alpha_i$  — угол выхода потока газа из соплового аппарата.

При  $l_c \leq 5 - 6$  мм необходимо вводить парциальный подвод газа. При этом с целью устранения радиальной силы парциальный подвод должен осуществляться через две диаметрально противоположные дуги подвода. Следует учитывать, что при степени парциальности турбины  $\epsilon \leq 0,6$  радиально-осевая центростремительная ступень имеет более низкий КПД, чем осевая [5].

16. Определяются составляющие скорости  $C$ , на выходе из соплового аппарата:

$$\text{окружная составляющая} \quad C_{iu} = C_i \cos \alpha_i, \quad \text{м/с}; \quad (21)$$

$$\text{расходная составляющая} \quad C_{iq} = C_i \sin \alpha_i, \quad \text{м/с}. \quad (22)$$

17. Вычисляется окружная составляющая относительной скорости  $W_{iu}$  на входе в рабочее колесо:

$$\text{для ОТ} \quad W_{iu} = C_{iu} - U_{cp}, \quad \text{м/с}; \quad (23)$$

$$\text{для РОЦТ} \quad W_{iu} = C_{iu} - U_i, \quad \text{м/с}. \quad (23^*)$$

18. Определяется скорость потока газа на входе в рабочее колесо в относительном движении

$$W_i = \sqrt{C_{iq}^2 + W_{iu}^2}, \quad \text{м/с}. \quad (24)$$

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

20. Вычисляется действительная скорость на выходе газа из рабочего колеса:

$$\text{в ОТ} \quad W_2 = \psi \sqrt{W_i^2 + \rho C_{om}^2}, \quad \text{м/с}, \quad (25)$$

$$\text{в РОЦТ} \quad W_2 = \psi \sqrt{W_i^2 + \rho C_{om}^2 - U_i^2 (1 - \lambda^2)}, \quad \text{м/с}. \quad (25^*)$$

Входящая в формулу (25<sup>\*</sup>) степень радиальности рабочего колеса  $\lambda$  выбирается в соответствии с рекомендациями, содержащимися в [1]. При выборе величин  $\lambda$  должен учитываться спо-

соединения колеса РОЦТ с валом — при использовании шлицевого соединения внутренний диаметр выхода из рабочего колеса определяется диаметром вала, рассчитанным из условия передачи необходимого крутящего момента.

21. Определяется температура газа на выходе из рабочего колеса:

$$\text{для ОТ} \quad T_2 = T_1 + \frac{(W_1^2 - W_2^2)}{\frac{2kR}{k-1}}, \text{ К}; \quad (26)$$

$$\text{для РОЦТ} \quad T_2 = T_1 + \frac{(W_1^2 - W_2^2) + (U_1^2 - U_{2cp}^2)}{\frac{2kR}{k-1}}, \text{ К} \quad (26')$$

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

22. Определяется удельный объем газа за рабочим колесом турбины

$$V_2 = \frac{RT_2}{P_{2max}}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (27)$$

23. Вычисляется высота лопатки на выходе из рабочего колеса

$$\text{в ОТ} \quad l_2 = \frac{m_T V_2 10^3}{\pi D_{2cp} W_2 \sin \beta_2}, \quad \text{мм}, \quad (28)$$

$$\text{в РОЦТ} \quad l_2 = \frac{m_T V_2 10^3}{\pi D_{2cp} W_2 \sin \beta_2}, \quad \text{мм}. \quad (28')$$

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

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

$$\text{окружная составляющая} \quad W_{2u} = W_2 \cos \beta_2, \quad (29)$$

$$\text{расходная составляющая} \quad W_{2o} = W_2 \sin \beta_2. \quad (30)$$

25. Определяются векторное значение абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса

$$\vec{C}_{2u} = \vec{W}_{2u} + \vec{U}. \quad (31)$$

26. Вычисляется окружной КПД по параметрам проточной части:

$$\text{для ОТ} \quad \eta_{\text{ом}} = \frac{U(\vec{C}_{1u} - \vec{C}_{2u})}{L_{\text{ом}}}, \quad (32)$$

$$\text{для РОЦТ} \quad \eta_{\text{ом}} = \frac{U\vec{C}_{1u} - U_{2\text{ср}}\vec{C}_{2\text{ср}}}{L_{\text{ом}}}. \quad (32')$$

28. Определяются потери на утечку  $\Delta \eta_{\text{ут}}$ , на трение  $\Delta \eta_{\text{тр}}$  потери от парциальности  $\Delta \eta_{\text{с}}$ , потери, связанные с наличием влаги в газе  $\Delta \eta_{\text{вл}}$ , потери холостого хода  $\Delta \eta_{\text{хх}}$ . Для осевой ступени расчет указанных потерь подробно рассмотрен в [6], [7], а для радиально-осевой ступени - в [3].

29. По формуле (8) определяется эффективный КПД турбины по параметрам проточной части  $\eta_{\text{т(ом)}}$  и мощность турбины

$$N_{\text{т}} = m_{\text{т}} L_{\text{ом}} \eta_{\text{т(ом)}}. \quad (33)$$

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

$$\eta_{\text{т}} = \frac{L_{\text{ом}}}{L_{\text{сз}}} \eta_{\text{т(ом)}}. \quad (34)$$

Схемы проточной части и основные геометрические размеры ОТ и РОЦТ приведены на рис. 3 и 4, соответственно.

Численные примеры расчета турбин приводятся в следующих литературных источниках:

расчет РОЦТ в книге [1];

расчет автономной ОТ и предкамерной ОТ в учебнике [8].

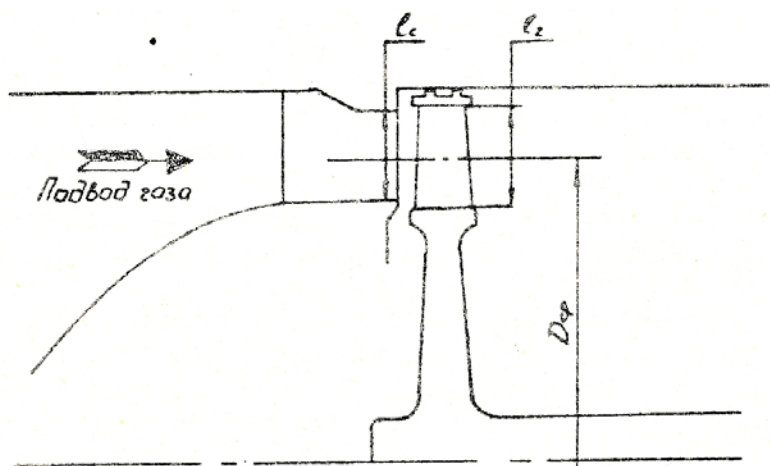


Рис. 3. Схема проточной части осевой турбины и основные геометрические размеры проточной части

#### 4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

В технике широко применяются многоступенчатые турбины. В КРД 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 аппаратов, которые усложняют конструкцию, приводят к определенному увеличению радиального габарита турбины и к существенному увеличению ее осевого размера, по сравнению с многоступенчатой осевой турбиной.

Следуя классификации газовых турбин, приведенной в [ 9 ], многоступенчатые турбины по способу срабатывания располагаемого перепада давления можно разделить на турбины со ступенями скорости и турбины со ступенями давления.\*

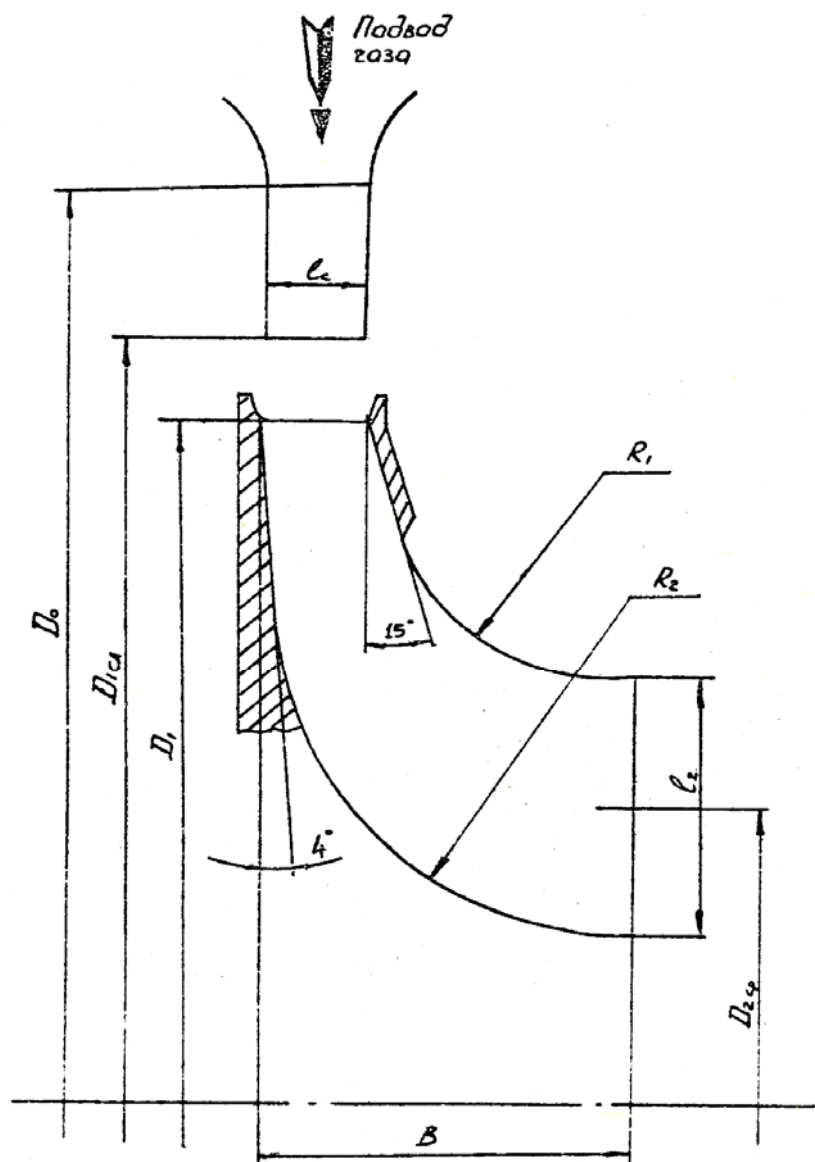


Рис. 4. Схема проточной части радиально-осевой центробежной турбины и основные геометрические размеры соплового аппарата и рабочего колеса

Турбину со ступенями скорости называют также турбиной (ступенью) Кертиса [10]. Основной особенностью этой турбины является то, что весь располагаемый перепад давления (или его большая часть) срабатывается в сопловом аппарате первой ступени (первого венца [6]), а в остальных венцах происходит ступенчатое срабатывание скорости, полученной в сопловом аппарате первой ступени. Основное достоинство турбины Кертиса - возможность срабатывания большой располагаемой работы и получения при  $U / C_{0z} < 0,3-0,35$  более высокого КПД по сравнению с одноступенчатой осевой турбиной. Порядок расчета турбины Кертиса и численный пример такого расчета приводятся в [6]. Основным недостатком турбины Кертиса 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 многоступенчатой турбины и является основным преимуществом многоступенчатых турбин со ступенями давления. Однако при этом требуется в два раза большее число ступеней давления по сравнению с турбиной со ступенями скорости при одинаковой окружной скорости  $U_{cp}$ . Например, для срабатывания располагаемой адиабатической работы  $L_{0z} = 2 \cdot 10^6$  Дж/кг, которой соответствует  $C_{0z} = \sqrt{2L_{0z}} = 2000$  м/с, при окружной скорости  $U_{cp} = 500$  м/с требуется две ступени скорости и при этом обеспечивается оптимальное значение приведенной окружной скорости  $(U / C_{0z})_{opt} = 500/2000 = 0,25$ . При срабатывании указанной располагаемой адиабатической работы  $L_{0z} = 2 \cdot 10^6$  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 срабатываться располагаемая работа  $L_{0z} = 500.000$  Дж/кг и необходимое число ступеней давления составит  $Z = 2 \cdot 10^6 / 500.000 = 4$ , 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 последующей ступени, вызванное переходом в тепло потерь в предыдущей ступени. Для турбины, у которой КПД всех ступеней одинаковы, КПД турбины в целом выражается зависимостью

$$\eta_{T_z} = (1 + \alpha) \eta_{icr}, \quad (35)$$

где  $\eta_{icr}$  – КПД отдельной ступени.

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

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ ТНА.

### 1. Массовый расход газа через турбину

$$\dot{m}_{изм} = \mu \cdot \xi \cdot F \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R}} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{T_c}}, \quad (\text{кг/с}) \quad (1)$$

где  $F = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \text{ м}^2$  – площадь минимального сечения

сужающего устройства;  $d_c = 16,208 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – диаметр сужающего устройства расходомера;

$p_c = \frac{p_{c.изм} + p_{бар}}{10,1972}$  – давление газа перед сужающим

устройством,  $10^6 \text{ Па}$ ;  $p_{бар}$  – барометрическое давление,  $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ ;

$T_c$  – температура газа перед сужающим устройством, К;

$R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – газовая постоянная для воздуха;

$k = 1,40$  – показатель изэнтропы совершенного газа для воздуха;  $\mu_{16,208} = 0,993293$  – коэффициент расхода расходомера с диаметром сужающего устройства 2,076 мм;

$\xi$  – термодинамический коэффициент расхода (выбираем из таблицы, приложение Б).

2. Величина приведённого расхода газа

$$\bar{\dot{m}} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{R \cdot T_0^*}}{p_0^* \cdot A(k) \cdot 10^4}, \quad (2)$$

где  $A(k) = \sqrt{g \cdot k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ ;  $k$  – показатель

адиабаты;  $G$  – расход газа через турбину,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ .

При проведении испытаний на модельном режиме мощность, подводимая к турбине рассчитывается по величине массового расхода газа, прошедшую через проточную часть турбины и адиабатической скорости истечения

$$N_T = \frac{\dot{m} \cdot C_{ad}^2}{2 \cdot g \cdot 75}, \quad (3)$$

где  $C_{ad}$  – адиабатическая скорость истечения рабочего тела (газа),  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Адиабатическая скорость истечения рабочего тела (газа) рассчитывается следующим образом

$$C_{ad} = \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T_0^* \cdot m}, \quad (4)$$

где  $m = \frac{k}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$ ;  $\pi_t = \frac{p_0^*}{p_2}$  – степень

расширения рабочего тела в турбине.

В результате проведения испытаний на модельном компоненте определяется эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N_T}, \quad (5)$$

где  $N_{\Pi}$  – полезная мощность, *кВт*;  $N_T$  – мощность подводимая к турбине, *кВт*.

Полезная мощность  $N_{\Pi}$  вычисляется по следующей формуле:

$$N_{\Pi} = \frac{M_{кр} \cdot n}{716,2}, \quad (6)$$

где  $n$  – измеренная частота вращения турбины,  $\frac{об}{мин}$ ;

$M_{кр}$  – измеренный в процессе испытаний, крутящий момент на валу турбины.

Необходимо учитывать, что расчёты по определению параметров турбины должны проводиться так, чтобы погрешность округления вычисленного значения параметра за счёт отбрасывания десятичных знаков не превышала 0,05 %.

На основании результатов проведённого анализа построим рабочие характеристики турбины, по оси абсцисс

откладывается параметр  $\left( \frac{u}{c_{ad}} \right)$ , а по оси ординат на

отдельных шкалах откладывается расход, приведённый расход и коэффициент полезного действия в процентах, соответствующие работе турбины на модельном режиме.



Перемешивание горючего и окислителя в нужном соотношении является необходимым условием для полного протекания экзотермической реакции. Качество смесеобразования определяется работой головки, которая представляет собой совокупность элементарных смесителей. Элементарным смесителем является наименьшая группа форсунок, служащая для смешения горючего и окислителя в заданных соотношениях. Совершенство работы головки во многом зависит от совершенства работы элементарного смесителя, который состоит из набора форсунок с одинаковыми расходами. Поэтому определять расходы через форсунку необходимо с наибольшей точностью.

Для определения расхода газа прошедшего через форсунку при газодинамических испытаниях необходимо определить погрешности измерения.

Погрешность характеризуется:

- неисключённой систематической погрешностью;
- случайной погрешностью.

Оценку неисключённой систематической погрешности находят на основании экспериментальных данных исследований средств измерения, анализа погрешностей метода воспроизведения единицы расхода газа и погрешностей от действия влияющих величин.

Оценку случайной погрешности находят на основании экспериментальных данных, полученных при испытаниях, и на основе анализа влияющих величин.

Оценку погрешности следует указывать либо в абсолютной форме в единицах измеряемой величины, либо в относительной форме.

Произведём расчёт доверительного интервала по испытаниям форсунки по алгоритму представленному ниже.

Расчёт доверительного интервала по испытаниям эталона форсунки

Измеряемый параметр	Обознач. парам.	Измер. велич.	Средство измерения	Класс точности
Давление перед расходомером, кгс/см <sup>2</sup>	$p_c$		ЗОНД-10-ИД-25 60	0,1
Температура перед расходомером, С (К)	$T_c$		ТМ119, 200	
Давление перед форсункой, кгс/см <sup>2</sup>	$p_{ex}$		ЗОНД-10-ИД-25 25,0	0,1
Температура перед форсункой, С (К)	$T_{ex}$		ТМ119 200	±0,5
Перепад давления на форсунке, кгс/см <sup>2</sup>	$\Delta p$		ПРД ЗОНД-10-ДД 1,0	0,1

1. Массовый расход газа через форсунку

$$\dot{m}_{изм} = \mu \cdot \xi \cdot F \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \sqrt{\frac{k}{R}} \cdot \frac{p_c}{\sqrt{T_c}}, \left( \frac{г}{с} \right)$$

где  $F = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \text{ м}^2$  – площадь минимального сечения

сужающего устройства;  $d_c = 2,076 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – диаметр сужающего устройства расходомера;

$p_c = \frac{p_{с.изм} + p_{бар}}{10,1972}$  – давление газа перед сужающим

устройством,  $10^6 \text{ Па}$ ;  $p_{бар}$  – барометрическое давление,  $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ ;  $T_c$  – температура газа перед сужающим устройством, К;  $R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – газовая постоянная для воздуха;  $k = 1,40$  – показатель изэнтропы совершенного газа для воздуха;  $\mu_{2,076} = 0,938293$  – коэффициент расхода расходомера с диаметром сужающего устройства 2,076 мм;  $\xi$  – термодинамический коэффициент расхода (выбираем из таблицы, приложение Б).

## 2. Определение приведённого расхода газа

$$\dot{m}_{пр} = \dot{m}_{изм} \cdot \sqrt{\frac{p_{вх.ном} \cdot \Delta p_{ном} \cdot T_{изм}}{p_{вх.изм} \cdot \Delta p_{изм} \cdot T_{ном}}},$$

где  $\dot{m}_{изм}$  – измеренный при испытаниях расход газа, г/с;

$\Delta p_{изм} = \frac{\Delta p}{10,1972}$  – измеренный при испытаниях перепад

давления на форсунке, МПа;  $p_{вх.изм} = \frac{p_{вх} + p_{бар}}{10,1972}$  – измеренное

при испытаниях давление газа на входе в форсунку, МПа;

$T_{изм}$  – измеренная при испытаниях температура газа на входе в

форсунку, К;  $\Delta p_{ном} = \frac{0,6}{10,1972} \text{ МПа}$  – номинальные параметры

перепада давления по техническим условиям на испытываемую

форсунку;  $p_{вх.ном} = \frac{17 + p_{бар}}{10,1972}$  – номинальные параметры

входного давления газа по техническим условиям на испытываемую форсунку;  $T_{ном} = 273,15 \text{ К}$  – номинальные

параметры температуры газа по техническим условиям на испытываемую форсунку.

### 3. Среднеквадратичное отклонение расхода

$$S_0(\dot{m}_{np}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\dot{m}_{inp} - \dot{m}_{np.cp})^2}{n-1}},$$

где  $\dot{m}_{npi}$  – экспериментально определённое значение приведённого массового расхода;  $\dot{m}_{np.cp}$  – среднее арифметическое для диапазона изменений аргумента значение приведённого массового расхода, г/с;  $n$  – количество экспериментальных точек.

### 4. Предел абсолютной погрешности измерения расхода

$$\Delta_c(m) = \pm \lambda(\nu; P) \times S_0(\dot{m}),$$

где  $\Delta_c(m) = 2,37$  – коэффициент, учитывающий процент последующих повторных значений параметра в интервале  $\Delta_c(m)$  с принятой доверительной вероятностью  $P=0,95$ ;

### 5. Предел относительной случайной погрешности

$$\delta_c(m) = \pm \frac{\Delta_c(m)}{m_{np.cp}} \times 100, \quad \%$$

6. Предел относительной систематической погрешности измеренного расхода (измерение по приборам)

$$\delta_o(m) = \pm \sqrt{(\delta_o(\mu))^2 + (\delta_o(P_C))^2 + \frac{1}{4}(\delta_o(T_C))^2}, \quad \%$$

где  $\delta_o(\mu) = 0,2417\%$  – относительная систематическая погрешность коэффициента расхода газового расходомера, откалиброванного на установке для калибровки газовых расходомеров весовым способом, %;

$$\delta_o(P_C) = \pm \sqrt{\left(\frac{k \cdot P_{max}}{P_C}\right)^2 + \left[\frac{P_{бар.к}}{P_{Сизм}} \cdot \left(\frac{k_{бар} \cdot 100}{P_{бар}}\right)\right]^2} + [\delta_o(лин_{P_C})]^2 - \text{предел}$$

относительной систематической погрешности измерения давления перед сужающим устройством расходомера, %;  $k = 0,1\%$  – класс точности прибора (погрешность прибора, отнесённая к верхнему пределу измерений);  $k_{бар} = 0,8 \text{ мм.рт.ст}$  – абсолютная погрешность прибора измерения барометрического давления;

$p_{бар.М}$  – барометрическое давление,  $\frac{кгс}{см^2}$ ;  $p_{бар}$  –

барометрическое давление, мм.рт.ст;  $\delta_0(\text{лин}_{p_c}) = 0,1\%$  – относительная погрешность обработки и регистрации измерительного канала датчика давления, %;

$p_{C\max} = \frac{60 + p_{бар}}{10,1972} \text{ МПа}$  – верхний предел измерения датчика

давления;  $p_C$  – показание датчика в процессе измерения

давления, МПа;  $\delta_0(T_C) = \pm \sqrt{\left[\frac{A \cdot 100}{T_C}\right]^2 + \left[\frac{A_{\text{лин.}T_C} \cdot 100}{T_C}\right]^2}$  – предел

относительной систематической погрешности измерения температуры перед сужающим устройством расходомера, %;  $T_C$  – температура газа перед сужающим устройством

расходомера, К;  $A = \left(\frac{12}{R_T}\right) + \left(\frac{4}{1000}\right) \cdot t_C$  – абсолютная

погрешность прибора измерения температуры,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_C$  – температура газа перед сужающим устройством расходомера в  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_T = 52,92 \text{ Ом}$  – сопротивление датчика

температуры;  $A_{\text{лин.}T_C} = 0,3^{\circ}$  – абсолютная погрешность

обработки и регистрации измерительного канала датчика температуры.

7. Предел относительной систематической погрешности приведённого расхода

$$\delta_o(m_{np.}) = \pm \sqrt{[\delta_o(m)]^2 + \frac{1}{4}[\delta_o(\Delta p)^2 + \delta_o(p_{ex})^2 + \delta_o(T_{ex})^2]}, \quad \%$$

где

$$\delta_o(p_{ex}) = \pm \sqrt{\left(\frac{k \cdot p_{ex.max}}{p_{ex.изм}}\right)^2 + \left[\frac{p_{бар.к}}{p_{ex.изм}} \cdot \left(\frac{k_{бар} \cdot 100}{p_{бар}}\right)\right]^2 + [\delta_o(лин_{p_{ex}})]^2} - \text{пре}$$

дел относительной систематической погрешности измерения давления перед форсункой, %;  $k = 0,1$  – класс точности прибора (погрешность прибора, отнесённая к верхнему пределу измерений), %;

$\delta_o(лин_{p_{ex}}) = 0,1\%$  – относительная погрешность обработки и регистрации измерительного канала датчика давления;

$p_{ex.max} = \frac{25 + p_{бар}}{10,1972}$  МПа – верхний предел измерения датчика

давления;  $p_{ex.изм}$  – показание датчика в процессе измерения

давления, МПа;  $\delta_o(\Delta p) = \pm \sqrt{\left(\frac{k \cdot p_{max}}{\Delta p}\right)^2 + (\delta_o(лин_{\Delta p}))^2}$  – предел

относительной систематической погрешности измерения перепада давления на форсунке, %;  $p_{max} = 1 \frac{кгс}{см^2}$  – верхний

предел измерения датчика перепада давления;

$\Delta p = 0,6 \frac{кгс}{см^2}$  – показание датчика перепада давления в

процессе измерения давления;  $\delta_o(лин_{\Delta p})$  – относительная погрешность обработки и регистрации измерительного канала датчика давления, %;

$$\delta_o(T_{ex}) = \pm \sqrt{\left[\frac{A \cdot 100}{T_{ex}}\right]^2 + \left[\frac{A_{лин.T_{ex}} \cdot 100}{T_{ex}}\right]^2} - \text{предел относительной}$$

систематической погрешности измерения температуры перед форсункой, %;  $T_{ex}$  – температура газа перед форсункой, К;  $A = \left(\frac{12}{R_T}\right) + \left(\frac{4}{1000}\right) \cdot t_{ex}$  – абсолютная погрешность прибора измерения температуры,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{ex}$  – температура газа перед форсункой в  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_T = 52,92 \text{ Ом}$  – сопротивление датчика температуры;  $A_{лин.Тex} = 0,3^0$  – абсолютная погрешность обработки и регистрации измерительного канала датчика температуры.

8. Предел суммарной относительной погрешности измерения расхода

$$\delta(m_{\Sigma}) = \pm \sqrt{[\delta_o(m_{np.})]^2 + [\delta_c(m)]^2}, \%$$

где  $\delta_o(m_{np.})$  – предел относительной систематической погрешности приведенного расхода (см.п.7);  $\delta_c(m)$  – предел относительной случайной погрешности измерения расхода (см. п.5).

9. Абсолютная суммарная погрешность измерения расхода

$$\Delta(m_{np.}) = 0,01 \cdot m_{np.cp} \cdot \delta(m_{\Sigma}), \text{ г/с}$$

где  $m_{np.cp}$  – (см.п.4);  $\delta(m_{\Sigma})$  – (см.п.8)

10. Доверительный интервал расхода, в пределах которого функционирование стенда можно считать приемлемым

$$m_{np.cp} \pm \Sigma(m_{np.}), \text{ г/с.}$$

## Протоколы испытания турбины. Расчетные данные

Дата		Шифр		Протокол испытания турбины		№ турбины		Dcp		D0			
№ испытания		Pбар(кгс/см2)		Nпрок		I		Вес загрузки		0.00			
		1.0400		dc=16.2080 (мм)		1.0000		0.2040		0.1440			
		MM.PP.CP-765.00											
ИЗМЕРЯЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ (факт, дел.)													
-----													
N		P0 (кгс/см2)			P2 (кгс/см2)			Pср (кгс/см2)					
-----													
: П/П :		: P0+ :			: P2cp :			: N :			: Pср :		
-----													
:		N	N	P0cp	P0/см2	N	N	P2cp	N	N	Pср	Pср	
-----													
: 1:		0.73	0.73	0.73	1.7697	0.00	0.00	0.00	23.80	23.76	23.78		
: 2:		0.73	0.73	0.73	1.7704	0.00	0.00	0.00	23.71	23.66	23.68		
: 3:		0.73	0.73	0.73	1.7680	0.00	0.00	0.00	23.67	23.62	23.64		
: 4:		0.73	0.73	0.73	1.7692	0.00	0.00	0.00	23.54	23.51	23.52		
: 5:		0.73	0.73	0.73	1.7702	0.00	0.00	0.00	23.54	23.50	23.52		
: 6:		0.73	0.73	0.73	1.7718	0.00	0.00	0.00	23.44	23.40	23.42		
: 7:		0.73	0.73	0.73	1.7715	0.00	0.00	0.00	23.46	23.43	23.44		
: 8:		0.73	0.73	0.73	1.7692	0.00	0.00	0.00	23.33	23.30	23.32		
: 9:		0.73	0.73	0.73	1.7685	0.00	0.00	0.00	23.32	23.29	23.31		
: 10:		0.73	0.73	0.73	1.7679	0.00	0.00	0.00	23.34	23.30	23.32		
: 11:		0.73	0.73	0.73	1.7693	0.00	0.00	0.00	23.27	23.25	23.26		
: 12:		0.73	0.73	0.73	1.7703	0.00	0.00	0.00	23.26	23.24	23.25		
: 13:		0.73	0.73	0.73	1.7709	0.00	0.00	0.00	23.28	23.25	23.27		
: 14:		0.73	0.73	0.73	1.7707	0.00	0.00	0.00	23.29	23.27	23.28		
: 15:		0.73	0.73	0.73	1.7715	0.00	0.00	0.00	23.08	23.05	23.06		
: 16:		0.73	0.73	0.73	1.7704	0.00	0.00	0.00	23.07	23.04	23.06		
: 17:		0.73	0.73	0.73	1.7717	0.00	0.00	0.00	23.08	23.05	23.07		
: 18:		0.73	0.73	0.73	1.7699	0.00	0.00	0.00	22.64	22.61	22.62		
: 19:		0.73	0.73	0.73	1.7668	0.00	0.00	0.00	22.62	22.59	22.60		
: 20:		0.73	0.73	0.73	1.7714	0.00	0.00	0.00	22.22	22.19	22.20		
: 21:		0.73	0.73	0.73	1.7713	0.00	0.00	0.00	22.22	22.19	22.21		
: 22:		0.73	0.73	0.73	1.7720	0.00	0.00	0.00	22.25	22.22	22.24		
: 23:		0.73	0.73	0.73	1.7681	0.00	0.00	0.00	22.05	22.02	22.04		
-----													
N		T0(C)			Tср(C)								
-----													
: П/П :		: T0cp :			: Tср :			: N :			: Pср :		
-----													
: 1:		22.78	21.95	22.37	26.76	26.92	26.84						
: 2:		22.90	22.19	22.55	28.24	28.46	28.35						
: 3:		22.90	22.19	22.55	28.30	28.46	28.38						
: 4:		23.08	22.37	22.73	28.12	28.28	28.20						
: 5:		23.08	22.31	22.70	28.12	28.28	28.20						
: 6:		22.90	22.07	22.48	27.47	27.63	27.55						
: 7:		22.78	22.07	22.43	27.41	27.57	27.49						
: 8:		21.90	21.13	21.52	26.06	26.21	26.13						
: 9:		21.66	20.89	21.27	25.76	25.92	25.84						
: 10:		21.60	20.83	21.21	25.64	25.86	25.75						
: 11:		20.66	19.89	20.27	24.58	24.79	24.68						
: 12:		20.60	19.83	20.21	24.58	24.73	24.66						
: 13:		20.60	19.77	20.19	24.52	24.73	24.62						
: 14:		20.48	19.77	20.12	24.52	24.68	24.60						
: 15:		19.48	18.71	19.09	23.46	23.61	23.54						
: 16:		19.30	18.54	18.92	23.34	23.55	23.45						
: 17:		19.25	18.54	18.89	23.28	23.44	23.36						
: 18:		17.55	16.78	17.16	21.75	21.90	21.82						
: 19:		17.49	16.78	17.13	21.69	21.84	21.77						
: 20:		16.78	16.02	16.40	21.04	21.19	21.12						
: 21:		16.78	16.02	16.40	21.04	21.19	21.12						
: 22:		16.78	16.02	16.40	21.04	21.19	21.12						
: 23:		16.14	15.43	15.79	20.45	20.60	20.52						
-----													

## РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

.....  
: N<sub>н</sub> n губ : M<sub>кр</sub> .....  
: П/П : об/мм : БТМ :  
.....  
: 1<sub>н</sub> 7970 : 2.659 :  
: 2<sub>н</sub> 10007 : 2.582 :  
: 3<sub>н</sub> 10005 : 2.568 :  
: 4<sub>н</sub> 12030 : 2.358 :  
: 5<sub>н</sub> 12036 : 2.364 :  
: 6<sub>н</sub> 14004 : 2.182 :  
: 7<sub>н</sub> 14020 : 2.178 :  
: 8<sub>н</sub> 15050 : 2.184 :  
: 9<sub>н</sub> 14992 : 2.157 :  
: 10<sub>н</sub> 15002 : 2.150 :  
: 11<sub>н</sub> 16081 : 2.070 :  
: 12<sub>н</sub> 16089 : 2.060 :  
: 13<sub>н</sub> 16096 : 2.068 :  
: 14<sub>н</sub> 16104 : 2.074 :  
: 15<sub>н</sub> 16912 : 1.970 :  
: 16<sub>н</sub> 16919 : 1.984 :  
: 17<sub>н</sub> 16927 : 1.973 :  
: 18<sub>н</sub> 17891 : 1.835 :  
: 19<sub>н</sub> 17863 : 1.818 :  
: 20<sub>н</sub> 18960 : 1.579 :  
: 21<sub>н</sub> 18963 : 1.587 :  
: 22<sub>н</sub> 18966 : 1.583 :  
: 23<sub>н</sub> 19155 : 1.570 :  
.....

Протокол испытания турбины										
Дата	Шифр			№ турбины		Dcp		D0		
	1.0183			24		1.0000		0.1150		0.1000
№ испытания	Рбар(кгс/см <sup>2</sup> )			Nнрок		I		Вес загрузки		
	1.0183			dc=16.2080(мм)		749.00		0.00		
	мм.рт.ст.			ИЗМЕРЯЕМЫЕ		ПАРАМЕТРЫ		(физ. вел.)		
№	P0(кгс/см <sup>2</sup> )			P0*		P2(кгс/см <sup>2</sup> )		Pc(кгс/см <sup>2</sup> )		
п/п:				кгс/см <sup>2</sup> :						
№	N	N	P0cp	N	N	P2cp	N	N	Pccp	
1:	3.45:	3.44:	3.44:	4.4900:	1.52:	1.54:	1.53:	26.98:	27.09:	27.04:
2:	3.47:	3.46:	3.46:	4.5075:	1.53:	1.55:	1.54:	27.11:	27.24:	27.18:
3:	3.48:	3.48:	3.48:	4.5266:	1.54:	1.56:	1.55:	27.10:	27.24:	27.17:
4:	3.49:	3.48:	3.49:	4.5331:	1.54:	1.56:	1.55:	27.11:	27.25:	27.18:
5:	3.47:	3.47:	3.47:	4.5167:	1.53:	1.55:	1.54:	26.94:	27.08:	27.01:
6:	3.48:	3.47:	3.47:	4.5212:	1.53:	1.55:	1.54:	26.94:	27.08:	27.01:
7:	3.50:	3.49:	3.50:	4.5431:	1.55:	1.57:	1.56:	26.96:	27.11:	27.04:
8:	3.48:	3.47:	3.48:	4.5221:	1.54:	1.55:	1.54:	26.67:	26.82:	26.74:
9:	3.48:	3.47:	3.48:	4.5238:	1.54:	1.56:	1.55:	26.70:	26.84:	26.77:
10:	3.50:	3.49:	3.49:	4.5376:	1.54:	1.56:	1.55:	26.61:	26.76:	26.69:
11:	3.49:	3.49:	3.49:	4.5354:	1.54:	1.56:	1.55:	26.60:	26.75:	26.68:
12:	3.49:	3.48:	3.48:	4.5297:	1.54:	1.56:	1.55:	26.40:	26.54:	26.47:
13:	3.49:	3.48:	3.48:	4.5295:	1.54:	1.56:	1.55:	26.41:	26.55:	26.48:
14:	3.49:	3.48:	3.49:	4.5323:	1.54:	1.56:	1.55:	26.43:	26.57:	26.50:
15:	3.47:	3.46:	3.47:	4.5106:	1.53:	1.55:	1.54:	26.24:	26.38:	26.31:
16:	3.47:	3.46:	3.46:	4.5091:	1.53:	1.55:	1.54:	26.24:	26.38:	26.31:
17:	3.48:	3.47:	3.48:	4.5233:	1.54:	1.56:	1.55:	26.35:	26.49:	26.42:
18:	3.49:	3.48:	3.48:	4.5271:	1.54:	1.56:	1.55:	26.35:	26.50:	26.43:
19:	3.47:	3.46:	3.47:	4.5105:	1.53:	1.55:	1.54:	26.19:	26.33:	26.26:
20:	3.48:	3.48:	3.48:	4.5230:	1.54:	1.56:	1.55:	26.29:	26.43:	26.36:
21:	3.48:	3.48:	3.48:	4.5248:	1.54:	1.56:	1.55:	26.31:	26.45:	26.38:
22:	3.47:	3.46:	3.47:	4.5119:	1.53:	1.55:	1.54:	26.16:	26.29:	26.22:
23:	3.48:	3.48:	3.48:	4.5235:	1.54:	1.55:	1.55:	26.25:	26.38:	26.32:
№	T0(C)			Tc(C)						
п/п:				T0cp		Tccp				
1:	21.90:	22.78:	22.34:	27.41:	27.57:	27.49:				
2:	20.42:	21.24:	20.83:	25.58:	25.80:	25.69:				
3:	13.90:	14.73:	14.32:	19.33:	19.54:	19.43:				
4:	13.84:	14.67:	14.25:	19.27:	19.48:	19.38:				
5:	12.49:	13.25:	12.87:	18.04:	18.14:	18.09:				
6:	12.43:	13.19:	12.81:	17.99:	18.14:	18.06:				
7:	10.59:	11.30:	10.95:	16.29:	16.38:	16.34:				
8:	9.89:	10.65:	10.27:	15.59:	15.68:	15.63:				
9:	9.83:	10.53:	10.18:	15.53:	15.68:	15.61:				
10:	9.24:	10.06:	9.65:	15.06:	15.09:	15.07:				
11:	9.24:	10.00:	9.62:	15.00:	15.15:	15.07:				
12:	8.36:	9.12:	8.74:	14.12:	14.20:	14.16:				
13:	8.36:	9.12:	8.74:	14.12:	14.26:	14.19:				
14:	8.36:	9.06:	8.71:	14.06:	14.20:	14.13:				
15:	8.01:	8.77:	8.39:	13.82:	13.85:	13.84:				
16:	8.01:	8.77:	8.39:	13.76:	13.85:	13.80:				
17:	7.89:	8.71:	8.30:	13.64:	13.79:	13.71:				
18:	7.89:	8.65:	8.27:	13.70:	13.79:	13.74:				
19:	7.37:	8.12:	7.74:	13.11:	13.26:	13.18:				
20:	7.25:	8.01:	7.63:	13.05:	13.14:	13.10:				
21:	7.25:	8.01:	7.63:	13.05:	13.14:	13.10:				
22:	7.01:	7.71:	7.36:	12.76:	12.91:	12.84:				
23:	6.90:	7.65:	7.28:	12.70:	12.73:	12.71:				

## РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

№ п/п	п турб об/мин	Мкр кгм
1	9627	2.727
2	11707	2.616
3	13462	2.514
4	13470	2.528
5	15787	2.287
6	15793	2.301
7	17797	2.148
8	19598	1.980
9	19605	1.968
10	21515	1.831
11	21521	1.826
12	23715	1.646
13	23707	1.672
14	23705	1.650
15	24522	1.572
16	24528	1.605
17	24562	1.592
18	24566	1.597
19	25043	1.527
20	25044	1.539
21	25094	1.529
22	26405	1.431
23	26430	1.442

### Протокол испытания турбины

Дата	Шифр	№ турбины		Дср	Д0		
				0.2040	0.1440		
№ испытания	Рбар(кгс/см2)	Нпрое		I	Вес загрузки		
	1.0115	24 dc=16.2080(мм)		1.0000	0.00		
	ММ,Р0,СР	744.00					
ИЗМЕРЯЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ (физ.вел.)							
№	P0(кгс/см2)			P2(кгс/см2)		Pc(кгс/см2)	
П/П:	N	N	P0ср	N	N	P2ср	N
1:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4177:	0.00:	0.00:	0.00:
2:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4178:	0.00:	0.00:	0.00:
3:	0.41:	0.40:	0.40:	1.4153:	0.00:	0.00:	0.00:
4:	0.41:	0.40:	0.40:	1.4152:	0.00:	0.00:	0.00:
5:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4186:	0.00:	0.00:	0.00:
6:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4167:	0.00:	0.00:	0.00:
7:	0.40:	0.40:	0.40:	1.4142:	0.00:	0.00:	0.00:
8:	0.40:	0.40:	0.40:	1.4140:	0.00:	0.00:	0.00:
9:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4186:	0.00:	0.00:	0.00:
10:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4186:	0.00:	0.00:	0.00:
11:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4179:	0.00:	0.00:	0.00:
12:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4183:	0.00:	0.00:	0.00:
13:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4188:	0.00:	0.00:	0.00:
14:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4195:	0.00:	0.00:	0.00:
15:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4207:	0.00:	0.00:	0.00:
16:	0.41:	0.41:	0.41:	1.4199:	0.00:	0.00:	0.00:
17:	0.40:	0.40:	0.40:	1.4141:	0.00:	0.00:	0.00:
18:	0.40:	0.40:	0.40:	1.4135:	0.00:	0.00:	0.00:
19:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4165:	0.00:	0.00:	0.00:
20:	0.41:	0.40:	0.41:	1.4166:	0.00:	0.00:	0.00:
21:	0.41:	0.40:	0.40:	1.4160:	0.00:	0.00:	0.00:
№	T0(C)			Tc(C)			
П/П:	N	N	T0ср	N	N		
1:	21.78:	20.95:	21.37:	25.94:	26.21:		
2:	21.78:	20.95:	21.37:	26.00:	26.21:		
3:	22.08:	21.24:	21.66:	26.00:	26.21:		
4:	22.06:	21.24:	21.65:	26.00:	26.21:		
5:	22.13:	21.30:	21.71:	25.52:	25.80:		
6:	22.13:	21.30:	21.71:	25.52:	25.74:		
7:	22.02:	21.13:	21.57:	25.29:	25.50:		
8:	22.02:	21.13:	21.57:	25.23:	25.44:		
9:	21.66:	20.77:	21.21:	24.76:	24.97:		
10:	21.66:	20.83:	21.24:	24.76:	24.97:		
11:	21.66:	20.77:	21.21:	24.76:	24.97:		
12:	21.60:	20.77:	21.19:	24.76:	24.91:		
13:	21.37:	20.48:	20.93:	24.40:	24.56:		
14:	21.37:	20.54:	20.95:	24.40:	24.62:		
15:	21.28:	20.47:	20.88:	24.33:	24.55:		
16:	21.28:	20.42:	20.85:	24.33:	24.55:		
17:	21.07:	20.24:	20.66:	24.05:	24.32:		
18:	20.07:	19.24:	19.66:	22.93:	23.20:		
19:	19.71:	18.89:	19.30:	22.63:	22.84:		
20:	19.71:	18.89:	19.30:	22.57:	22.79:		
21:	19.54:	18.71:	19.12:	22.40:	22.61:		

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

	N	n турб	Мкр
	Д/П:	об/мин	кгм
:	1	8999	1.384
:	2	9005	1.379
:	3	10037	1.333
:	4	10035	1.349
:	5	11034	1.283
:	6	11025	1.308
:	7	12090	1.185
:	8	12097	1.183
:	9	13057	1.144
:	10	13063	1.142
:	11	13067	1.144
:	12	13072	1.158
:	13	13985	1.044
:	14	13988	1.040
:	15	14002	1.040
:	16	14003	1.047
:	17	14361	0.996
:	18	14774	0.932
:	19	15924	0.794
:	20	15922	0.781
:	21	16273	0.735

Дата	Шифр	Протокол	испытания	турбины	Dcp	D0
№ испытания	Pбар(кгс/см2)	№рок			0.2040	0.1440
23	1.0115	24	dc=16.2080(мм)		1.0000	0.00
	МА.ВЭ.СЭ. 744.00					

ИЗМЕРЯЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ (физ.вел.)

П/П:	P0(кгс/см2)			P0*			P2(кгс/см2)			Pc(кгс/см2)		
	N	N	P0cp	N	N	P2cp	N	N	Pcp			
1:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0257:	0.00:	0.00:	0.00:	27.98:	28.00:	27.99:		
2:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0263:	0.00:	0.00:	0.00:	27.97:	27.99:	27.98:		
3:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0242:	0.00:	0.00:	0.00:	27.87:	27.88:	27.88:		
4:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0238:	0.00:	0.00:	0.00:	27.87:	27.88:	27.87:		
5:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0259:	0.00:	0.00:	0.00:	27.85:	27.86:	27.85:		
6:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0257:	0.00:	0.00:	0.00:	27.85:	27.86:	27.86:		
7:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0241:	0.00:	0.00:	0.00:	27.73:	27.74:	27.73:		
8:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0240:	0.00:	0.00:	0.00:	27.75:	27.75:	27.75:		
9:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0247:	0.00:	0.00:	0.00:	27.66:	27.65:	27.66:		
10:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0238:	0.00:	0.00:	0.00:	27.66:	27.66:	27.66:		
11:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0237:	0.00:	0.00:	0.00:	27.65:	27.65:	27.65:		
12:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0235:	0.00:	0.00:	0.00:	27.59:	27.59:	27.59:		
13:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0235:	0.00:	0.00:	0.00:	27.60:	27.60:	27.60:		
14:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0243:	0.00:	0.00:	0.00:	27.61:	27.61:	27.61:		
15:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0254:	0.00:	0.00:	0.00:	27.45:	27.45:	27.45:		
16:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0242:	0.00:	0.00:	0.00:	27.48:	27.47:	27.48:		
17:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0256:	0.00:	0.00:	0.00:	27.47:	27.47:	27.47:		
18:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0243:	0.00:	0.00:	0.00:	27.11:	27.10:	27.10:		
19:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0253:	0.00:	0.00:	0.00:	27.14:	27.13:	27.13:		
20:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0245:	0.00:	0.00:	0.00:	26.80:	26.79:	26.79:		
21:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0243:	0.00:	0.00:	0.00:	26.80:	26.79:	26.80:		
22:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0254:	0.00:	0.00:	0.00:	26.38:	26.37:	26.38:		
23:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0242:	0.00:	0.00:	0.00:	26.40:	26.39:	26.39:		
24:	1.01:	1.01:	1.01:	2.0233:	0.00:	0.00:	0.00:	26.37:	26.37:	26.37:		

П/П:	T0(C)			Tc(C)		
	N	N	T0cp	N	N	Tccp
1:	22.02	21.30	21.66	28.24	28.34	28.29
2:	22.08	21.24	21.66	28.18	28.34	28.26
3:	21.37	20.54	20.95	26.59	26.74	26.66
4:	21.31	20.48	20.89	26.53	26.68	26.61
5:	20.36	19.59	19.98	25.35	25.50	25.43
6:	20.30	19.59	19.95	25.35	25.44	25.40
7:	18.60	17.83	18.21	23.46	23.61	23.54
8:	18.54	17.78	18.16	23.46	23.55	23.51
9:	17.37	16.66	17.02	22.34	22.49	22.41
10:	17.37	16.66	17.02	22.34	22.49	22.41
11:	17.37	16.60	16.98	22.28	22.43	22.36
12:	16.32	15.67	16.00	21.45	21.60	21.52
13:	16.32	15.61	15.96	21.39	21.60	21.50
14:	16.32	15.55	15.94	21.39	21.55	21.47
15:	15.55	14.84	15.20	20.80	20.95	20.88
16:	15.50	14.73	15.12	20.74	20.90	20.82
17:	15.50	14.73	15.12	20.74	20.84	20.79
18:	14.67	13.90	14.29	20.03	20.19	20.11
19:	14.61	13.90	14.25	20.03	20.13	20.08
20:	13.90	13.13	13.52	19.39	19.54	19.46
21:	13.90	13.13	13.52	19.39	19.54	19.46
22:	13.49	12.78	13.13	19.04	19.19	19.12
23:	13.49	12.78	13.13	19.04	19.19	19.12
24:	13.43	12.72	13.07	19.04	19.13	19.09

## РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

-----		
: N	п турб	: Мкр
: П/П:	об/мин	: кгм
-----		
: 1	: 11976	: 3.417
: 2	: 11979	: 3.431
: 3	: 13074	: 3.314
: 4	: 13074	: 3.331
: 5	: 14039	: 3.212
: 6	: 14043	: 3.230
: 7	: 15060	: 3.130
: 8	: 15056	: 3.124
: 9	: 16994	: 2.912
: 10	: 16988	: 2.923
: 11	: 16986	: 2.907
: 12	: 18018	: 2.805
: 13	: 18015	: 2.806
: 14	: 18017	: 2.788
: 15	: 18929	: 2.656
: 16	: 18931	: 2.661
: 17	: 18934	: 2.662
: 18	: 20046	: 2.441
: 19	: 20041	: 2.431
: 20	: 20968	: 2.244
: 21	: 20962	: 2.249
: 22	: 22082	: 2.027
: 23	: 22073	: 2.012
: 24	: 22066	: 2.026

## Варианты заданий

<b>Вариант 1</b>														
Барометрическое давление				751 мм.рт.ст										
<i>Pex1</i>	<i>Pex2</i>	<i>Pc1</i>	<i>Pc2</i>	<i>dP</i>	<i>Tex1</i>	<i>Tex2</i>	<i>Tc1</i>	<i>Tc2</i>	<i>Время</i>	<i>t расх</i>	<i>t рас_пр</i>	<i>dP1</i>	<i>dP2</i>	
16,991	17,034	39,541	39,414	0,594	16,705	17,794	21,079	19,529	46,000	30,289	31,389	0,593	0,594	
16,986	17,030	39,518	39,423	0,589	16,705	17,733	21,141	19,529	46,901	30,281	31,500	0,590	0,589	
16,987	17,026	39,528	39,413	0,596	16,582	17,671	21,079	19,467	48,800	30,285	31,322	0,595	0,596	
16,987	17,035	39,539	39,405	0,608	16,520	17,671	21,018	19,467	49,800	30,288	31,016	0,607	0,608	
16,992	17,038	39,517	39,424	0,593	16,520	17,609	21,079	19,406	50,901	30,287	31,377	0,593	0,594	
16,987	17,026	39,534	39,412	0,594	16,520	17,548	21,018	19,467	52,000	30,289	31,357	0,594	0,595	
16,979	17,018	39,541	39,411	0,589	16,458	17,486	21,018	19,467	53,201	30,291	31,510	0,590	0,588	
<b>Вариант 2</b>														
Барометрическое давление				747 мм.рт.ст										
<i>Pex1</i>	<i>Pex2</i>	<i>Pc1</i>	<i>Pc2</i>	<i>dP</i>	<i>Tex1</i>	<i>Tex2</i>	<i>Tc1</i>	<i>Tc2</i>	<i>Время</i>	<i>t расх</i>	<i>t рас_пр</i>	<i>dP1</i>	<i>dP2</i>	
17,050	17,086	39,727	39,592	0,600	12,083	12,980	17,502	15,896	67,100	30,635	31,266	0,600	0,600	
17,044	17,082	39,729	39,599	0,601	12,083	12,980	17,564	15,896	68,201	30,637	31,251	0,601	0,601	
17,036	17,056	39,727	39,591	0,608	12,021	12,918	17,564	15,896	69,300	30,633	31,081	0,610	0,606	
17,038	17,068	39,729	39,594	0,610	12,021	12,918	17,564	15,896	70,600	30,635	31,021	0,609	0,611	
17,030	17,045	39,731	39,597	0,588	12,021	12,856	17,564	15,896	71,800	30,637	31,613	0,589	0,587	
17,036	17,058	39,721	39,607	0,606	12,021	12,918	17,564	15,896	73,100	30,637	31,131	0,606	0,606	
17,048	17,061	39,729	39,593	0,597	12,021	12,856	17,626	15,896	74,800	30,633	31,358	0,597	0,596	
<b>Вариант 3</b>														
Барометрическое давление				749 мм.рт.ст										
<i>Pex1</i>	<i>Pex2</i>	<i>Pc1</i>	<i>Pc2</i>	<i>dP</i>	<i>Tex1</i>	<i>Tex2</i>	<i>Tc1</i>	<i>Tc2</i>	<i>Время</i>	<i>t расх</i>	<i>t рас_пр</i>	<i>dP1</i>	<i>dP2</i>	
16,941	16,981	46,977	46,858	0,605	15,131	14,747	20,524	19,036	43,701	35,970	36,831	0,605	0,605	
16,937	16,985	46,984	46,868	0,600	15,131	14,806	20,586	19,036	44,201	35,974	36,983	0,600	0,600	
16,937	16,974	46,997	46,880	0,602	15,072	14,806	20,586	19,036	45,500	35,984	36,936	0,604	0,600	
17,046	17,075	47,076	46,959	0,607	14,955	14,629	20,648	19,159	56,000	36,038	36,735	0,608	0,606	
17,048	17,064	47,068	46,978	0,597	14,896	14,629	20,648	19,098	57,100	36,044	37,027	0,596	0,599	
17,033	17,067	47,105	46,975	0,601	14,896	14,571	20,648	19,159	59,701	36,055	36,928	0,601	0,601	
17,038	17,069	47,087	46,992	0,601	14,838	14,571	20,648	19,098	60,300	36,057	36,927	0,603	0,599	
<b>Вариант 4</b>														
Барометрическое давление				745 мм.рт.ст										
<i>Pex1</i>	<i>Pex2</i>	<i>Pc1</i>	<i>Pc2</i>	<i>dP</i>	<i>Tex1</i>	<i>Tex2</i>	<i>Tc1</i>	<i>Tc2</i>	<i>Время</i>	<i>t расх</i>	<i>t рас_пр</i>	<i>dP1</i>	<i>dP2</i>	
17,016	17,023	47,057	46,918	0,608	14,896	14,923	21,203	19,652	140,901	35,973	36,690	0,610	0,605	
17,014	17,015	47,065	46,931	0,596	14,896	14,923	21,203	19,652	142,800	35,981	37,046	0,598	0,595	
17,001	17,021	47,076	46,933	0,593	14,955	14,910	21,182	19,693	143,800	35,986	37,175	0,592	0,593	
17,020	17,040	47,065	46,918	0,597	14,896	14,864	21,264	19,652	146,901	35,975	37,016	0,597	0,596	
17,010	17,021	47,092	46,951	0,591	14,896	14,864	21,264	19,714	151,800	35,995	37,234	0,589	0,592	
17,026	17,025	47,095	46,950	0,610	14,896	14,923	21,264	19,714	152,901	35,996	36,645	0,612	0,608	
17,030	17,048	47,108	46,960	0,621	14,955	14,864	21,264	19,775	155,800	36,003	36,308	0,620	0,622	

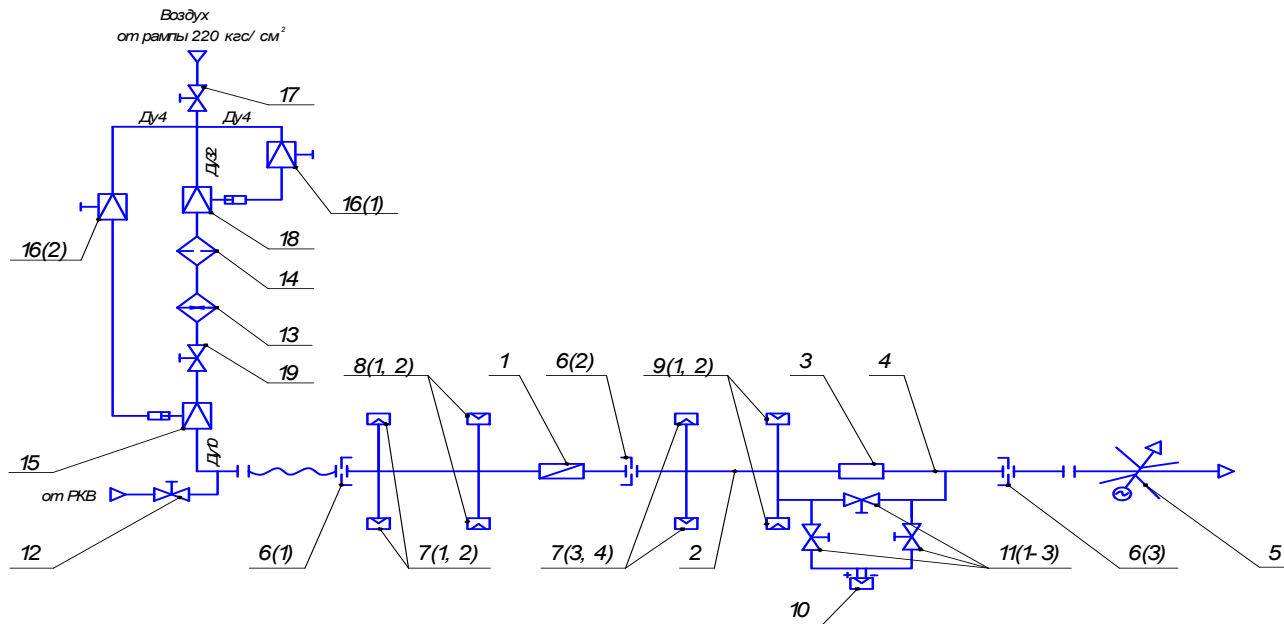


Схема газодинамических испытаний форсунок

Поз. на схеме			
1 – расходомер	d=2,076 мм	d=2,076 мм	d=2,076 мм
2	переходник входа		
3	форсунка в оснастке		
4	переходник выхода		
5	дроссель стендовый Ду10		
6(1, 2, 3)	заглушка стендовая для проверки герметичности		
7(1, 2, 3, 4)	термометр сопротивления		
8(1, 2)	преобразователь давления 0-60, кл.0,1		
9(1, 2)	преобразователь давления 0-25, кл.0,1		
10	преобразователь перепада давления 0-1 кгс/см <sup>2</sup> , кл.0,1		
11(1, 2, 3)	кран стендовый Ду4		
12	кран стендовый Ду4 от РКВ для проверки герметичности		
13	электроподогреватель Ду20		
14	фильтр Ду50		
15	дистанционный редуктор Ду10		
16 (1, 2)	клапан редукционный (РКВ) Ду4		
17	Вентиль запорный Ду32		
18	Дистанционный редуктор Ду32		
19	Вентиль запорный Ду10		

Приложение Б

Термодинамические коэффициенты расхода для воздуха

Давление, МПа	Температура, К								
	240	250	260	270	280	290	300	310	320
0	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00	1,00 00
2	1,01 76	1,01 56	1,01 42	1,01 26	1,01 14	1,01 00	1,00 88	1,00 76	1,00 64
4	1,03 55	1,03 00	1,02 60	1,02 25	1,02 00	1,01 75	1,01 50	1,01 35	1,01 15
6	1,05 30	1,04 50	1,03 90	1,03 40	1,03 00	1,02 65	1,02 30	1,02 00	1,01 75
8	1,07 10	1,06 00	1,05 15	1,04 50	1,03 95	1,03 50	1,03 00	1,02 65	1,02 35
10	1,08 85	1,07 45	1,06 45	1,05 60	1,04 90	1,04 25	1,03 70	1,03 25	1,02 85
12	1,10 65	1,08 90	1,07 70	1,06 65	1,05 75	1,05 00	1,04 30	1,03 80	1,03 35
14	1,12 40	1,10 30	1,08 95	1,07 70	1,06 65	1,05 70	1,05 00	1,04 30	1,03 75
16	1,14 00	1,11 65	1,10 10	1,08 70	1,07 45	1,06 90	1,05 55	1,04 80	1,04 20
18	1,15 40	1,12 85	1,11 10	1,09 55	1,08 20	1,07 05	1,06 10	1,05 25	1,04 55
20	1,16 70	1,13 95	1,12 00	1,10 30	1,08 80	1,07 60	1,06 55	1,05 65	1,04 90
22	1,17 90	1,15 00	1,12 80	1,11 00	1,09 40	1,08 10	1,07 00	1,06 05	1,05 20

## Библиографический список.

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. - М. Машиностроение, 1966. 200 с.
2. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. - М. Машиностроение, 1970. 206 с.
3. Технический отчет JS 116-05-28-90. Проектирование, изготовление и проведение газодинамических испытаний вариантов турбинной ступени повышенной эффективности. - Воронеж: КБХА, 1990.
4. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. - М. Машгиз, 1961. 273 с.
5. Розенберг Г.Ш., Ткачев Е.М., Костыркин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок. - Л.: Судостроение, 1973. 213 с.
6. Паровые и газовые турбины / Под ред. А.Г. Костюка и В. В. Фролова - М. Энергоатомиздат, 1985. 353 с.
7. Локай З.Л., Максутова М.К., Стрункин З.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. - М. : Машиностроение, 1991. 511 с.
8. Овсянников Б.В., Боровской Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд. М. : Машиностроение, 1986. 376 с.
9. Абианц В.Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. - М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
10. Щегляев А.В. Паровые турбины. - М.: Энергия, 1957. 367 с.
11. ГОСТ 8.326-78 «ГСИ. Метрологическое обеспечение разработки, изготовления и эксплуатации нестандартизованных средств измерений. Основные положения», М., Издательство стандартов, 1978.
12. ГОСТ 8.381 «ГСИ. Эталоны. Способы выражения погрешностей», М., Издательство стандартов, 1978.

13. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А., Романиков Ю.И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. М., Атомиздат, 1978.

14. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. Госэнергоиздат, М-Л, 1961.

15. Пирумов У.Г., Росляков Г.С. Течения газа в соплах. Издательство Московского университета, 197

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	
Расчет турбин основных турбонасосных агрегатов	3
Определение характеристик турбины ТНА	17
Расчет доверительного интервала по испытаниям эталона форсунки	20
Протоколы испытания турбины. Расчетные данные	28
Варианты заданий	36
Приложение А	37
Приложение Б	39
Библиографический список	40

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических и самостоятельных работ по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения.

Составители: Демьяненко Юрий Васильевич  
Кружаев Константин Владимирович  
Шматов Дмитрий Павлович

В авторской редакции

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