

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический  
университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы 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 621.45.038

Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов» по 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. 47 с.

Разработанные методические указания и контрольные задания предназначены для студентов, выполняющих курсовую работу по дисциплине «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов».

Библиогр: 7 назв. Ил. 6.

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

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

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

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

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

Известно, что для обычных компонентов насосы окислителя имеют  $n_{\max}$  в несколько раз меньше, чем насосы горючего. Таким образом, определяя число оборотов одновального ТНА по  $n_{\max}$  одного из насосов, занижают число оборотов турбины, ставя ее в невыгодные условия работы.

---

При этом к «одновальным» относятся и такие ТНА, у которых ротор состоит из 2-х и более валов (см., например, рис.5а), соединенных соосно при помощи муфты и вращающихся с одним числом оборотов.

Применяя специальные меры, предохраняющие от кавитации (наддув баков, постановка преднасосов), удастся повысить значение  $n_{\max}$ .

Таким образом, полагается, что проектируемый ТНА выполнен по одновальной компоновочной схеме, а центробежные крыльчатки насосов компонентов имеют шнековые преднасосы, повышающие их антикавитационные свойства.

I. Порядок расчета и профилирования проточной части центробежного насоса со встроенным шнековым преднасосом.

Целью настоящего расчета является определение числа оборотов ротора ТНА, основных геометрических размеров шнека и центробежного колеса, а также размеров и формы каналов шнека, колеса и улитки, определение мощности необходимой для подачи компонента и к.п.д. насоса.

Исходными данными являются следующие параметры:

- G - весовой расход компонента через насос в кг/сек;
- $P_{\text{вых}}$  - давление компонента за насосом в кг/см<sup>2</sup> или бар;
- $P_{\text{вх}}$  - давление компонента перед насосом в кг/см<sup>2</sup> или бар;
- $t_{\text{вх}}$  - температура компонента перед насосом в °К или °С.

Расчет начинают с насоса "0", т.е. определение числа оборотов ротора ТНА, как указывалось выше, ведется именно по этому компоненту как наиболее склонному к кавитации.

Принципиальная схема центробежного насоса со встроенным шнековым преднасосом показана на рис. 1; там же даны обозначения основных геометрических размеров.

A. Выбор исходного числа оборотов ротора ТНА.

Число оборотов определяется из условия безкавитационной работы насоса "0" по уравнению:

$$n_{\text{иск}} = C_{\text{кр}} \frac{\left(\frac{\Delta h_p}{10}\right)^{3/4}}{\sqrt{Q}} \quad (1)$$

где  $C_{\text{кр}}$  - критический коэффициент кавитации, при наличии пред-

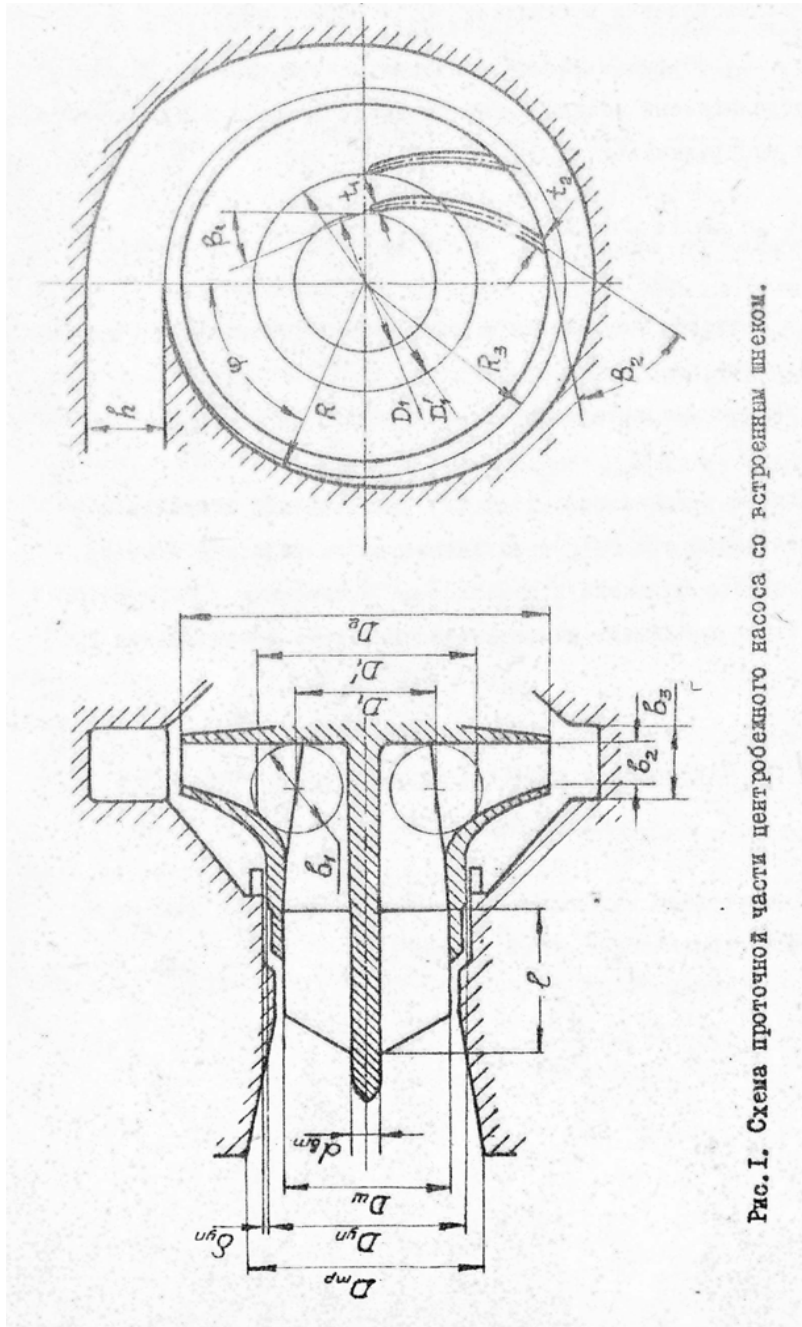


Рис. 1. Схема проточной части центробежного насоса со роторным шнеком.

насосов он выбирается в пределах  $C_{кр} = 3500 + 4000$ ;

$Q = \frac{G}{\gamma}$  - объемный расход компонента через насос в  $\frac{м^3}{сек}$  ;  
 $\Delta h_p$  - располагаемый полный напор на входе в насос в м, он определяется по уравнению:

$$\Delta h_p = \frac{P_{вх} - P_s}{\gamma} + \frac{C_{тр}^2}{2g} - \frac{\Delta P_{зап}}{\gamma} \quad м, \quad (2)$$

где  $C_{тр}$  - скорость компонента в подводящем трубопроводе, принимается в пределах  $C_{тр} = 5 + 7$  м/сек ;

$\Delta P_{зап}$  - величина кавитационного запаса давления, принимается в пределах  $\Delta P_{зап} = 0,3 + 0,5$  кг/см<sup>2</sup>.

Входящие в уравнения (1) и (2) удельный вес компонента  $\gamma$  и давление насыщения  $P_s$  определяются по заданной температуре компонента на входе в насос  $t_{вх}$ . Значения  $\gamma$  и  $P_s$  для некоторых топливных компонентов приведены в приложениях 2, 3, 4 и 5.

#### Б. Определение диаметра шнека и расчетного числа оборотов вала.

Предварительно находится приближенное значение диаметра центробежной крыльчатки по формуле:

$$D_2' \approx 90 \frac{\sqrt{H}}{n_{вкл}} \quad м, \quad (3)$$

Диаметр шнека  $D_{ш}$  определяется в результате решения уравнения связывающего диаметр шнека, число оборотов и располагаемый напор на входе в насос:

$$\Delta h_p = \frac{D_{ш}^2 n_{вск}^2}{2g} \left\{ 1,62 \left( \frac{Q}{n_{вск} D_{ш}^3} \right)^2 + 5,5 \frac{Q}{n_{вск} D_{ш}^2} \times \right. \\ \left. \times \left[ 0,000274 + 1,62 \left( \frac{Q}{n_{вск} D_{ш}^3} \right)^2 \right] \right\} \quad (4)$$

Уравнение (4) относительно  $D_{ш}$  решается графически. Для этого задается несколькими значениями  $D_{ш}$  (обычно тремя-четырьмя) и рассчитывают соответствующие величины  $\Delta h_p$  при известном  $n_{вск}$ . Величина  $D_{ш}$  ориентировочно следует задаваться в пределах  $D_{ш} = 50-150$  мм. Затем строится графическая зависимость  $\Delta h_p = \Delta h_p(D_{ш})$ , и по ней определяется диаметр шнека  $D_{ш}$ , соответствующий напору  $\Delta h_p$ , рассчитанному по формуле (2).

Параметры, входящие в уравнение (4) должны иметь следующие размерности:  $[Q] = \text{м}^3/\text{сек}$ ,  $[n_{вск}] = \text{об}/\text{мин}$ ,  $[D_{ш}] =$

$[D_{ш}] = \text{м}$ . Величина  $D_{з}$  определяется из соотношения

$$D_{з} = \sqrt{D_{ш}^2 + d_{гм}^2}$$

где  $d_{гм}$  - диаметр втулки шнека; его принимают равным  $d_{гм} = (1,1+1,3)d_{г}$ ,  $d_{г}$  - диаметр вала.

Диаметр  $d_{г}$  выбирается минимальным из условия прочности вала по формуле

$$d_{г} = \sqrt[3]{\frac{71620 N_n}{n_{вск} \cdot 0,2 \cdot \sigma_{доп}}}$$

где  $N_n$  - потребная мощность насоса, которая ориентировочно



может быть определена, если задаться величиной к.п.д. насоса

$$\eta_n = 0,5 \div 0,8$$

$$N_n = \frac{QH\gamma'}{75\eta_n} \quad \text{л.с.};$$

$\tau_{доп}$  - допустимая величина касательных напряжений для материала вала в  $\text{кг/см}^2$ .

$$\tau_{доп} = 1000 \text{ кг/см}^2 \text{ для вала из материала типа ЭИ1Т,}$$

$$\tau_{доп} = 1500 \text{ кг/см}^2 \text{ для вала из материала типа ЭИ262.}$$

В общем случае величина допустимых касательных напряжений определяется следующим образом:

$$\tau_{доп} = \frac{\tau_T}{n_c}, \quad \tau_T \approx (0,6 \div 0,7) \sigma_T$$

Здесь:  $\tau_T$  и  $\sigma_T$  - пределы текучести материала по касательным и нормальным напряжениям соответственно (значения для некоторых материалов даны в приложении 7);  $n_c$  - запас прочности по касательным напряжениям, обычно  $n_c = 1,5 \div 2,0$ .

Диаметр шнека должен удовлетворять оптимальному соотношению  $D_2/D_{ш} = 1,5 \div 1,6$ .

Если найденное значение  $D_{ш}$  не удовлетворяет этому соотношению, то необходимо изменить число оборотов и добиться его соблюдения.

Практически эту часть расчетов удобно вести в той последовательности и по тем зависимостям, как это показано в таблице I.

Таблица № I.

№ п/п	Параметр и формула для его определения	Размерность	Принятые значения $D_{ш}$ в м			
			0,05	0,07	0,09	0,11
1.	$D_2 = (1,5 + 1,6) D_{ш}$	м				
2.	$n = 90 \frac{\sqrt{H}}{D_2}$	об/мин				
3.	$d_g = \sqrt[3]{\frac{71620 N_n}{n \cdot 0,2 \tau_{гон}}}$	см				
4.	$d_{gm} = (1,1 + 1,3)$	м				
5.	$D_3 = \sqrt{D_{ш}^2 + d_{gm}^2}$	м				
6.	$\Delta h_p$ - рассчитывается по формуле (4), заменив в ней $n_{исх}$ на $n$ .	м				

По данным таблицы № I строятся графические зависимости  $\Delta h_p = \Delta h_p(D_{ш})$  и  $n = n(D_{ш})$  подобные, показанным на рис. 2. Расчетное или действительное значение  $D_{ш}$  находится по кривой  $\Delta h_p(D_{ш})$  при значении  $\Delta h_p$  равном рассчитанному по формуле (2). Расчетное значение  $n$  находится на кривой  $n(D_{ш})$  при значении  $D_{ш}$  равном расчетному значению. При этом необходимо, чтобы для расчетного числа оборотов выполнялось условие  $n \leq n_{исх}$ . В противном случае необходимо изменить располагаемый напор, определяемой формулой (2) за счет изменения  $P_{гх}$ .

Таким образом, находят окончательно расчетные значения  $n$ ,  $D_{ш}$ ,  $D_3$ , которые закладывают в дальнейшие расчеты на-

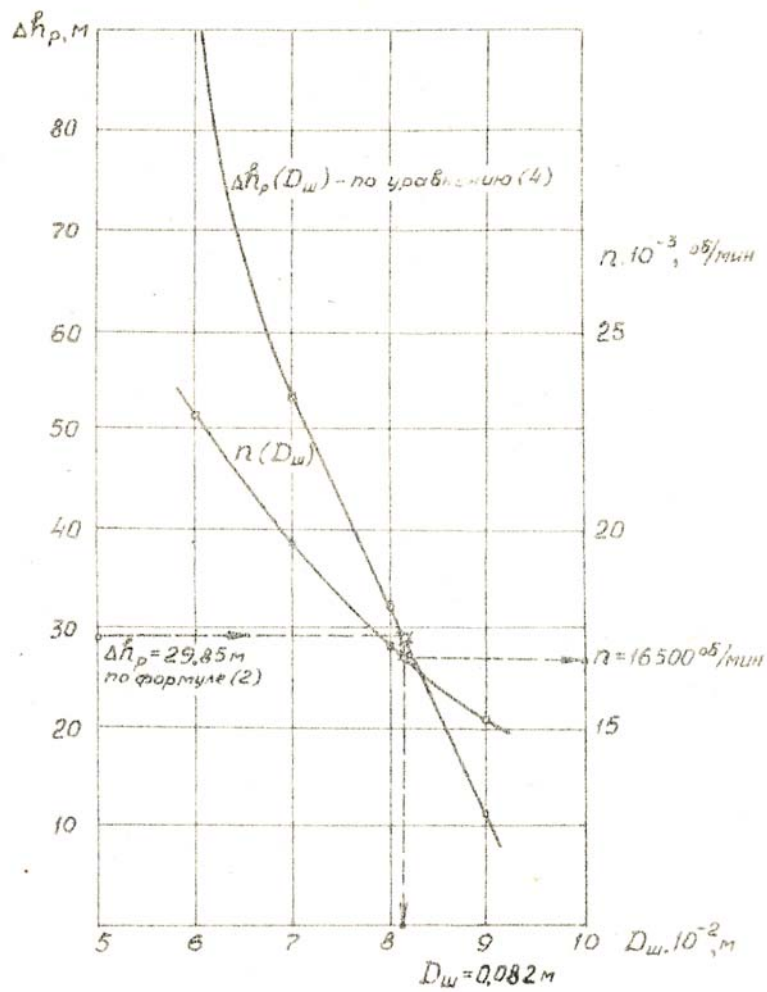


Рис.2. Пример графика к определению расчётного числа оборотов ротора и диаметра шнека.

Исходные данные: скислитель- НДМГ;  $p_{вх} = 5,916 \text{ бар}$ ;  $p_{вх} = 5,916 \text{ кг/см}^2$ ;  $p_{с} = 0,78 \text{ кг/см}^2$  (при  $15^\circ \text{C}$ );  $\gamma = 1458 \text{ кг/м}^3$ .

По формуле (2):

$$\Delta h_p = \frac{(5,916 - 0,78) \cdot 10^4}{1458} \cdot \frac{6^2}{19,62} - \frac{0,4 \cdot 10^4}{1458} = 29,85 \text{ м.}$$

соса.

В. Определение оптимальной геометрии шнека.

Эта часть расчета производится в порядке изложенном ниже. При этом определяются основные геометрические параметры шнека, обеспечивающие условия его оптимальной работы.

1. Угол натекания потока на входе в шнек

$$\alpha_1 = \arcs \operatorname{tg} 24,3 \frac{Q}{n D_2^2 D_{ш}}$$

Здесь и ниже необходимо использовать размерности  $[Q] = \text{м}^3/\text{сек}$ ,

$$[n] = \text{об/мин}, [D_{ш}] = [D_2] = \text{м}.$$

2. Угол установки лопатки шнека на входе на внешнем

диаметре  $\gamma_1 = \alpha_1 + \delta$ ,

где  $\delta$  - угол атаки, его следует принимать в пределах  $\delta = 1^\circ 30' \div 3^\circ$ .

3. Шаг шнека на входе

$$S_1 = \pi D_{ш} \operatorname{tg} \gamma_1 \cdot 1000 \quad \text{мм}.$$

4. Угол установки лопаток шнека на выходе на внешнем

диаметре  $\gamma_2 = \gamma_1 + (8^\circ + 10^\circ)$ .

5. Шаг шнека на выходе

$$S_2 = \pi D_{ш} \operatorname{tg} \gamma_2 \cdot 1000 \quad \text{мм}$$

6. Параметр кавитации

$$\lambda = 3,5 \frac{Q}{n D_2^2 D_{ш}}$$

7. Скорость жидкости на входе в шнек

$$C_1 = \frac{Q}{0,785 D_2^2} \quad \text{м/сек}$$

8. Окружная скорость на внешнем диаметре шнека

$$u_1 = \frac{\pi D_{ш} n}{60} \quad \text{м/сек}$$

9. Максимальное динамическое падение давления

$$\Delta h_{\text{дин}} = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{u_1^2 + C_1^2}{2g} \quad \text{м}.$$

Ю. Критический коэффициент кавитации

$$C_{кр} = 5,62 n \frac{\sqrt{Q}}{(h_{дин})^{3/4}}$$

II. Действительная величина кавитационного запаса давления на входе в шнек

$$\Delta D_{зап} = P_{вх} - P_s + \left( \frac{\gamma C_{кр}^2}{2g} - \Delta h_{дин} \cdot \gamma \right) \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2$$

II. Длина шнека

$$l = (0,75 \div 1,0) \frac{S_1 + S_2}{2} \text{ мм}$$

II. Число лопаток шнека принимается равным  $Z_{ш} = 2 \div 4$ , обычно  $Z_{ш} = 2$ .

II. Угол входного конуса шнека выбирается в пределах

$$\epsilon = 90^\circ \div 130^\circ$$

II. Диаметр входного патрубка

$$D_{пр} = \sqrt{\frac{Q}{0,785 C_{кр}}} \text{ м}$$

Г. Расчет центробежного колеса. Определение его оптимальной геометрии.

В результате настоящего этапа расчета определяются основные геометрические параметры проточной части центробежного колеса, а также энергетические показатели насоса (мощность) и показатели его эффективности (к.п.д.). Расчет следует вести по ниже приведенной последовательности, и он сводится к определению следующих величин.

1. Коэффициент быстроходности насоса.

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

2. Диаметр входных кромок лопаток центробежного колеса  $D_1$ ,

принимает равным

$$D_1 = 0,9 \cdot D_{ш} \quad \text{м,}$$

что соответствует оптимальным условиям работы колеса.

3. Ширина колеса на входе  $b_1$ , определяется из известной величины соотношения  $b_1 \frac{D_1}{D_2}$ . Причем оптимальное значение этого соотношения лежит в пределах

$$b_1 \frac{D_1}{D_2} = 0,4 \div 0,6 \quad \text{м.}$$

4. Меридианальная скорость потока перед крыльчаткой

$$C_{m1} = \frac{1,04 Q}{\pi D_1 b_1} \quad \text{м/сек}$$

5. Угол потока в относительном движении на входе в крыльчатку с учетом закрутки потока шнеком

$$\beta_{1л} = \alpha \pm c \operatorname{tg} \left( \frac{C_{m1}}{C_1} \operatorname{tg} \gamma_2 \right)$$

6. Угол установки лопаток на входе в крыльчатку

$$\beta_1 = \beta_{1л} + i$$

где  $i$  - угол атаки, который лежит в пределах  $i = 5^\circ + 10^\circ$ .

7. Угол установки лопаток на выходе из крыльчатки принимается равным

$$\beta_2 = 20^\circ + 40^\circ.$$

8. Число лопаток принимается равным

$$Z = 6 \div 8$$

Величину  $Z$  желательно принимать возможно большей, т.е.

$Z = 8$ . Иногда оказывается необходимой постановка дополнительных лопаток с диаметром  $D_1'$ .

9. Из конструктивных соображений задаются следующими размерами:

- диаметр расположения уплотнения -  $D_y$ ;



шириной зазора уплотнения -  $\delta_y$ ,

толщиной лопатки на входе -  $t_1$ ,

толщиной лопатки на выходе -  $t_2$ .

По условиям оптимальной работы величины  $D_y$ ,  $\delta_y$ ,  $t_1$  и  $t_2$  следует брать минимально возможными.

Для лабиринтных или целевых уплотнений  $\delta_y = 0,3 \div 0,5$  мм,

для плавающих колец -  $\delta_y = 0,09 \div 0,15$  мм.

Толщины лопатки обычно равны  $1,5 \div 3,0$  мм.

10. Расход утечки через уплотнение рабочего колеса

$$Q_{ym} = 2\pi D_y \delta_y \mu \sqrt{2g \cdot 0,75 H} \quad \text{м}^3/\text{сек.}$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода уплотнения. Для лабиринтных уплотнений  $\mu = 0,25 \div 0,35$ , для плавающих  $\mu = 0,35 \div 0,45$ .

11. Теоретический напор при конечном числе лопаток

$$H_T = \frac{H}{\eta_r} \quad \text{м.}$$

значение гидравлического к.п.д. следует принимать равным

$$\eta_r = 0,75 \div 0,85.$$

12. Теоретический напор при бесконечном числе лопаток

$$H_{T\infty} = (1 + \rho) H_T \quad \text{м.}$$

где  $\rho = \frac{2\psi}{\pi} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$  и  $\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$

В первом приближении величина  $\rho$  определяется в предположении, что  $D_2 = D_2^i$ , затем после определения действительного значения  $D_2$  величина  $\rho$  уточняется.

13. Коэффициент стеснения выхода

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{t_2 \pi}{\pi D_2 \sin \beta_2}}$$

14. Окружная скорость на внешнем диаметре крыльчатки

$$u_2 = \sqrt{g H_{\text{тос}} + \frac{(Q + Q_{\text{ут}}) n}{60 \cdot b_2} \cdot k_2 \cdot \text{ctg} \beta_2} \quad \text{м/сек}$$

При выборе ширины колеса <sup>на</sup> выходе  $b_2$  можно пользоваться приближенным соотношением.

$$b_2 \approx \frac{D_1 b_1 \sin \beta_1}{(1,0 + 1,1) D_2' \sin \beta_2} \quad \text{м.}$$

15. Внешний диаметр крыльчатки

$$D_2 = \frac{60 u_2}{\pi n} \quad \text{м.}$$

16. Необходимо произвести проверку соотношения

$$\frac{D_1 b_1 \sin \beta_1}{D_2 b_2 \sin \beta_2} = 1,0 + 1,1$$

Если это равенство не удовлетворяется, то изменяется величина  $b_2$  и определяется новое значение  $D_2$ . В отдельных случаях для удовлетворения данного равенства приходится изменять значения углов  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . При этом необходимо заново пересчитать все параметры, зависящие от этих величин.

17. Объемный к.п.д. насоса

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + Q_{\text{ут}}}$$

18. Гидравлическая мощность насоса

$$N_r = \frac{G H_T}{75} \quad \text{л.с.}$$

19. Критерий Рейнольдса для крыльчатки

$$Re_k = \frac{\pi D_2^2 n}{120 \nu}$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости в  $\text{м}^2/\text{сек}$ . Для не-



которых компонентов значения  $\gamma$  приведены в приложении 3 и 6.

20. Коэффициент трения крыльчатки о жидкость

$$C_{fk} = \frac{0,037}{\sqrt[5]{Re_k}}$$

21. Мощность трения крыльчатки о жидкость

$$N_{тр.к} = 0,487 \cdot 10^{-7} C_{fk} \gamma n^3 D_2^5 \cdot C \quad \text{л.с.}$$
$$C = 2,4.$$

22. При наличии импеллера мощность потребляемая им рассчитывается следующим образом:

а) Критерий Рейнольдса для импеллера

$$Re_{им} = \frac{\gamma d_{им}^2 n}{120 \nu}$$

( $d_{им}$  - наружный диаметр импеллера);

б) Коэффициент трения импеллера о жидкость

$$C_{fим} = \frac{0,037}{\sqrt[5]{Re_{им}}};$$

в) Мощность трения импеллера о жидкость

$$N_{тр.им} = 0,487 \cdot 10^{-7} C_{fим} \gamma n^3 d_{им}^3 \cdot C \cdot C_{им} \quad \text{л.с.}$$
$$C = 2,4; C_{им} = 3 \div 5$$

23. Суммарные потери на трение

$$N_{тр} = N_{тр.к} + N_{тр.им} \quad \text{л.с.}$$

24. Потери мощности на утечки

$$N_{ум} = N_r \frac{1 - \eta_0}{\eta_0}$$

25. Механический к.п.д. насоса

$$\eta_m = \frac{N_r + N_{ум}}{N_r + N_{ум} + N_{тр}}$$

26. Потребляемая насосом мощность

$$N_H = N_r + N_{ум} + N_{тр} \quad \text{л.с.}$$

27. Полный к.п.д. насоса

$$\eta_n = \eta_0 \eta_r \eta_m$$

#### Д. Профилирование лопатки рабочего колеса насоса.

Профилирование лопаток осуществляется приближенным методом по дуге окружности. При этом точно выдерживаются только входной  $\beta_1$  и выходной углы, межлопаточный канал может быть произвольного профиля.

Порядок профилирования лопаток по дуге окружности состоит в следующем (см. рис. 3). Из точки А под углом  $\beta_2$  проводят прямую АВ. Из центра О под углом  $\beta_1 + \beta_2$  проводят прямую до пересечения с  $D_1$  (точка Г). Из А через Г до нового пересечения с  $D_1$  (точка Б) проводят прямую АВ. О соединяют с Б. Из Б под углом  $\beta_1$  проводят прямую до пересечения с прямой АВ (точка В).

Из В радиусом  $R_1$ , равным отрезку АВ ( $AB=AB$ ) проводят дугу. Полученная дуга есть рабочий профиль лопатки. Из В радиусом  $R_2 = R_1 - t$  очерчивают внутренний профиль лопатки. Выходная кромка лопатки обычно утоняется, чтобы поток при выходе с лопатки был меньше подвержен завихрениям. Обычно выполняют  $t_2 = 1,5 \div 2$  мм. Входная кромка лопатки делается острой с радиусом закругления  $R \approx 0,3 + 0,8$  мм по всей высоте входной кромки.

#### Е. Расчет улитки насоса.

В насосах ИРД широкое распространение получил спиральный сборник, часто называемый улиткой (см. рис. 1). Улитку можно рассчитать различными методами. Ниже излагается методика профилирования улитки по закону логарифмической спирали.

Г. Ширина канала улитки  $\beta_3$  принимается постоянной и равной

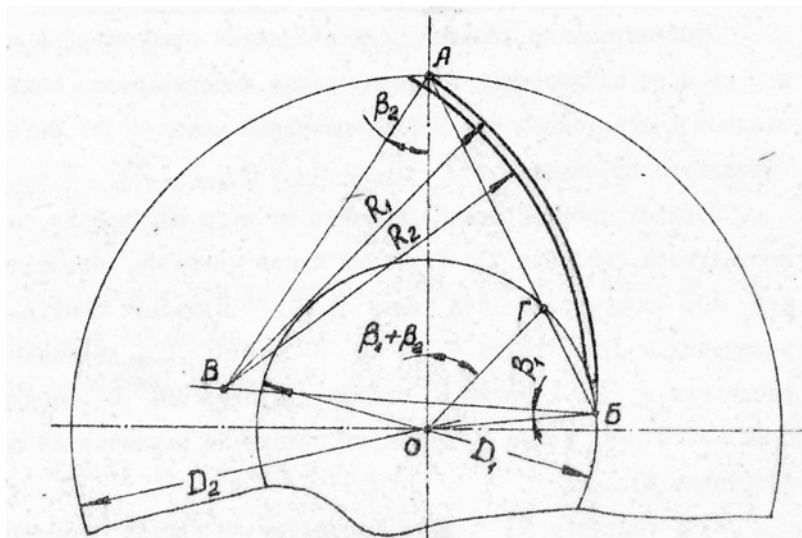


Рис.3. Профилирование рабочей лопатки колеса насоса.

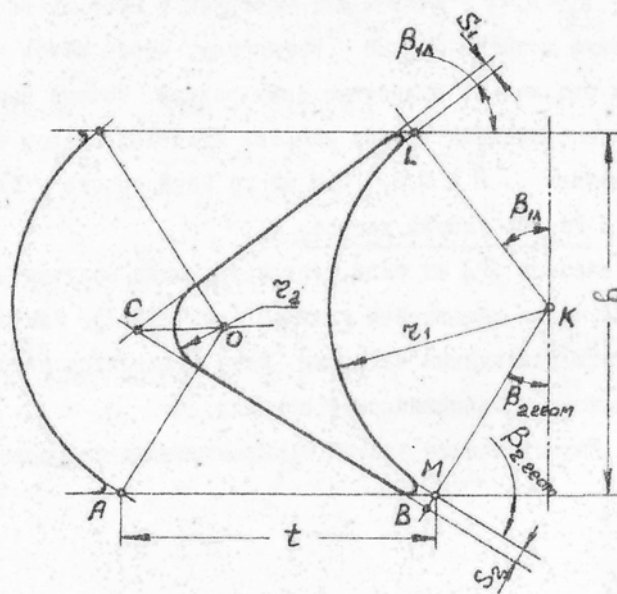


Рис.4. Профилирование рабочей лопатки колеса турбины.

$$b_3 \geq b_2 + (1,5 + 2,5) \text{ мм.}$$

2. Начальный радиус спирали равен

$$R_3 = \frac{D_2}{2} + (1,5 + 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

3. Текущий радиус спирали равен

$$R = R_T + \Delta R \quad \text{м,}$$

где  $R_T$  - текущий радиус спирали без учета трения жидкости о стенки улитки, он определяется из уравнения для нескольких заданных значений угла  $\varphi$  (см. рис. I):

$$\ln \frac{R_T}{R_3} = \frac{\varphi}{360} \cdot \frac{Q}{K_c b_3}$$

(  $K_c = \frac{30 g H_T}{\pi n}$  - постоянная улитки);

$\Delta R$  - приращение радиуса улитки за счет трения

$$\Delta R = \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{\pi}{180} R_T \varphi \quad \text{м,}$$

$\lambda = 0,03 \pm 0,06$  - коэффициент трения жидкости о стенки улитки.

4. Площадь теоретического горла улитки ( $b_3 \times h$ ) определяется соотношением

$$F_r = b_3 h = \frac{Q}{C_r} \quad \text{м}^2,$$

где  $C_r$  - скорость жидкости в теоретическом горле, она определяется как

$$C_r = K_r \sqrt{2gH} \quad \text{м/сек}$$

(  $K_r = 0,6 - 0,0022 n_s$  )

Для улучшения к.п.д. насоса теоретическую площадь горла следует увеличить на 20% и принять её за действительную. Пос-

ле этого находится высота горла  $h$ .

Следует стремиться к соблюдению условия

$$v_3 \approx h.$$

На этом заканчивается расчет основных параметров насоса "О" и переходят к расчету насоса "Г". Выбор числа оборотов для насоса "Г" не производят, т.к.  $n$  уже известно. Расчет насоса "Г" начинается с пункта В настоящего раздела, в результате чего определяется диаметр вала  $D_{в}$ . Далее расчет выполняется в той же последовательности и на тем же зависимостях, что и для насоса "О".

По окончании расчета насосов "О" и "Г" вычисляют необходимую мощность турбины, как сумму мощностей насосов.

$$N_T = N_{но} + N_{нг} \quad \text{л.с.}$$

#### П. Порядок расчета и профилирование турбины.

Тип турбины ТНА определяется главным образом схемой и компоновкой двигателя. В ТНА обычно применяют осевые активные турбины. Эти турбины конструктивно проще и достаточно надежны в работе. В двигателях, работающих по открытой схеме, характерно применение парциальных активных турбин. Здесь для уменьшения потерь компонентов на привод ТНА стремятся уменьшить расход рабочего тела на турбину, что достигается увеличением перепада давления на ней. Вследствие малых расходов турбину целесообразно выводить парциальной. Наличие же парциальности предполагает

использование активных турбин, т.к. на реактивных турбинах вследствие перепада давления на рабочих лопатках возникли бы большие потери из-за перетекания газа в необтекаемые потоком каналы.

В двигателях открытых схем возможно использование как одно-, так и двухступенчатых турбин со ступенями скорости.

В двигателях замкнутой схемы используют одноступенчатые турбины. Здесь возможно использование как активных, так и турбин с небольшой степенью реактивности, а также радиальных турбин.

Ниже рассматривается расчет одноступенчатой активной осевой турбины, как наиболее распространенной для привода ТНА двигателей.

Целью настоящего расчета является определение основных геометрических размеров и формы проточной части турбины, определение расхода рабочего тела для её привода (последнее относится к двигателям открытых схем), а также к.п.д. турбины.

Исходными данными являются следующие параметры:

$N_T$  - мощность турбины в л.с.;

$n$  - число оборотов турбины в об/мин;

$T_{1,0}$  - температура торможения рабочего тела перед турбиной  
в  $^{\circ}\text{K}$  или  $^{\circ}\text{C}$ ;

$P_{1,0}$  - давление заторможенного рабочего тела перед турбиной  
в  $\text{кг/см}^2$  или бар;



$p_a$  - давление газа за турбиной в  $\text{кг/см}^2$  или бар;

$k$  - показатель адиабаты расширения;

$R$  - газовая постоянная в  $\frac{\text{кгм}}{\text{кг.град}}$  или  $\frac{\text{джоуль}}{\text{кг.град}}$ .

Иногда задается расход рабочего тела  $G$ , кг/сек (в замкнутых схемах).

А. Определение оптимальной геометрии соплового аппарата и рабочего колеса.

Расчет по определению геометрии проточной части турбины производится в нижеприведенном порядке и сводится к вычислению следующих параметров.

1. Адиабатическая работа расширения рабочего тела в турбине

$$L_{a3} = \frac{k}{k-1} R T_{10} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_{10}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad \text{кгм/кг}$$

2. Скорость истечения рабочего тела из сопла

$$C_1 = \varphi \sqrt{2g L_{a3}} \quad \text{м/сек}$$
$$\varphi \approx 0,9 \div 0,95$$

3. Угол установки сопла выбирается в пределах

$$\alpha_1 = 15^\circ \div 20^\circ$$

4. Окружная скорость рабочих лопаток выбирается из условия оптимального соотношения:

$$\frac{u}{C_1} = 0,4 \div 0,6$$

Однако, для турбины ТНА обеспечить оптимальное значение  $\frac{u}{C_1}$  практически не удается из-за повышенного значения окружной скорости и, как следствие, невозможности обеспечить достаточ-

нуж прочности. В этих случаях  $\frac{U}{C_1}$  определяется максимально; возможным значением (по условиям прочности) окружной скорости, которое для современных турбин достигает  $U_{\max} = 300 + 350$  м/сек.

Для окружной скорости известно соотношение

$$U = \frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60} \quad \text{м/сек}$$

где  $D_{\text{ср}}$  - средний диаметр облопачивания турбины.

Таким образом, задавшись  $U = U_{\max}$ , рассчитывается  $D_{\text{ср}}$ .

Исходя из удобства компоновки ТНА необходимо стремиться к тому, чтобы  $D_{\text{ср}}$  не более, чем в 2 раза, превышал диаметр крыльчаток насосов.

5. Относительная скорость входа рабочего тела на рабочие лопатки

$$W_1 = C_1 \sqrt{1 + \left(\frac{U}{C_1}\right)^2 - 2 \frac{U}{C_1} \cos \alpha_1} \quad \text{м/сек.}$$

6. Угол натекания рабочего тела на лопатки

$$\beta_1 = \alpha_1 \arcsin \left( \frac{C_1 \sin \alpha_1}{W_1} \right)$$

7. Угол установки рабочей лопатки на входе

$$\beta_{1\lambda} = \beta_1 + (0^\circ + 5^\circ)$$

8. Угол установки рабочей лопатки на выходе

$$\beta_{2\text{геом}} = \beta_1 - (0^\circ + 10^\circ)$$

9. Действительный угол выхода потока из лопаток

$$\sin \beta_2 = m \frac{\sin \beta_{2\text{геом}}}{K_2},$$

где  $m = 1 + 1,08$ ;  $K_2 = \frac{t}{t - s_2 / \sin \beta_{2\text{геом}}}$

( $t$  - шаг лопаток,  $s_2$  - толщина выходной кромки лопатки,  $t$  и  $s_2$  - определяются ниже).



10. Относительная скорость рабочего тела на выходе из лопаток.

$$W_2 = \psi \cdot W_1 \quad \text{м/сек,}$$

где  $\psi = 0,75 + 0,85$

11. Набег на лопатках турбины

$$L_A = \frac{U}{g} (W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) \quad \frac{\text{кгм}}{\text{кг}}$$

12. Окружной (лопаточный) к.п.д. турбины

$$\eta_A = \frac{L_A}{L_{ог}}$$

13. К.п.д. турбины

$$\eta_T = \eta_A \eta_Z$$

где  $\eta_Z$  - суммарный коэффициент, учитывающий потери на трение, вентиляции и пр.; принимается в пределах  $\eta_Z = 0,85 + 0,95$ .

14. Расход рабочего тела через турбину

$$G = \frac{75 N_T}{L_{ог} \eta_T} \quad \text{кг/сек}$$

15. Площадь критического сечения сопел (суммарная)

$$f_{\text{кр}} = \frac{G \beta}{\rho_{1,0} v} \quad \text{где комплекс } \beta = \sqrt{\frac{RT_{1,0}}{gk} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \frac{\text{л}}{\text{сек.}}$$

При этом полагается, что сопловой аппарат выполнен в виде индивидуальных сопел конического или прямоугольного сечения. Такие сопловые аппараты применяются при парциальном подводе рабочего тела.

16. Показатель политропы расширения рабочего тела

$$m = \frac{k}{1 + (1 - \varphi^2)(k-1)}$$

17. Отношение площади среза сопла к площади критического сечения

$$\frac{f_{z,a}}{f_{z,кр}} = \sqrt{\frac{(m-1) \left(\frac{2}{m+1}\right)^{\frac{m+1}{m-1}}}{2 \left[ \left(\frac{P_a}{P_{i,0}}\right)^{\frac{2}{m}} - \left(\frac{P_a}{P_{i,0}}\right)^{\frac{m+1}{m}} \right]}}$$

Зная величину  $f_{z,кр}$ , можно определить суммарную площадь сопла на срезе  $f_{z,a}$ .

18. Число сопел  $Z_c$  выбирают исходя из конструктивных соображений и определяют диаметры критического сечения и среза сопла.

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{f_{z,кр}}{Z_c \cdot 0,785}} \quad \text{м,}$$

$$d_a = \sqrt{\frac{f_{z,a}}{Z_c \cdot 0,785}} \quad \text{м.}$$

Величину диаметра критического сечения желательно иметь не менее 4 мм.

19. Степень парциальности турбины

$$\varepsilon = \frac{Z_c d_a}{4 D_{ср} \sin \alpha_1}$$

20. Высота рабочих лопаток на входе

$$h_1 = d_a + (2 \div 4) \cdot 10^{-3} \quad \text{м.}$$

21. Высота рабочих лопаток на выходе

$$h_2 = d_a \cdot \frac{1}{\psi} \cdot \frac{T_{2,0}}{T_a} \quad \text{м,}$$

где  $T_a = T_{i,0} \left(\frac{P_a}{P_{i,0}}\right)^{\frac{m-1}{m}}$  °К - температура газа на выходе из сопла;

$T_{2,0} = T_a + \frac{k-1}{k} \frac{1}{R} (1-\psi^2) \frac{W_1^2}{2g}$  °К - температура торможения газа на выходе из рабочей лопатки.

22. Длина расширяющейся части сопла

$$l_c = \frac{d_a - d_{кр}}{2 \operatorname{tg} \frac{\delta_c}{2}}$$

где  $\gamma_c = 6 + 12^\circ$  - суммарный угол расширения сопла.

23. Ширина рабочей лопатки  $b$  определяется из конструктивных соображений или рассчитывается по формуле

$$b \approx (1-0,4) h_{cp}$$

24. Оптимальный шаг рабочих лопаток находится в пределах

$$t = (0,5 + 0,75) b$$

25. Число рабочих лопаток турбины

$$z_A = \frac{\pi D_{cp}}{t}$$

В случае получения дробного значения  $z_A$  оно округляется до целого четного числа и уточняется шаг  $t$ .

#### Б. Профилирование рабочих лопаток.

Профиль лопаток определяется углами входа и выхода и скоростью обтекающего их потока.

Профилирование рабочих лопаток турбины производится следующим образом (см рис. 4).

Из произвольного центра  $K$  проводят два луча  $KL$  и  $KM$  под углами  $\beta_{1A}$  и  $\beta_{2,geom}$  соответственно. Радиус вогнутой стороны лопатки  $r_1$  описывается из центра  $K$  до пересечения с упомянутыми лучами  $KL$  и  $KM$ . Величина радиуса  $r_1$  рассчитывается по формуле

$$r_1 = \frac{b}{\cos \beta_{1A} + \cos \beta_{2,geom}}$$

Задавшись толщинами кромок  $S_1$  и  $S_2$  проводят прямолинейные участки спинки лопатки до их взаимного пересечения в точке  $C$ . Толщины кромок следует принимать в пределах  $S_1 \approx (0,02 + 0,04) b$  и  $S_2 \approx (0,06 + 0,16) b$ .

Отложив шаг  $t$ , опускают перпендикуляр из точки  $A$  на прямую  $ES$  и продолжают его до пересечения с биссектрисой  $CO$ , определяя таким образом положение центра  $O$  и величину радиуса кривизны спирали  $\tau_2$ . Радиусом  $\tau_2$  сопрягают прямые участки спирали и получают профиль рабочей лопатки.

### III. Некоторые виды прочностных расчетов элементов ТНА.

Прочностные расчеты являются основным видом расчетных работ при проектировании ТНА (так же как и для остальных агрегатов), так как на их основании делается заключение о работоспособности и надежности агрегата и двигателя в целом.

Детали ТНА являются весьма ответственными и напряженными элементами двигателя, особенно это относится к деталям ротора. Они работают при высокой механической напряженности, обусловленной как высокими давлениями, так и центробежными силами, в условиях повышенных температур. Практически все детали ТНА подвергаются прочностным расчетам. Ниже приводится методика прочностных расчетов наиболее ответственных деталей.

#### A. Расчет на статическую прочность валов ТНА.

Расчет валов на статическую прочность ведется по наибольшей кратковременной нагрузке, повторяемость которой настолько мала, что не может вызвать усталостного разрушения.

Конструктивные формы и размеры валов должны обеспечивать достаточную прочность ротора ТНА.

Конструкция вала в значительной степени определяется его

соединением со смежными деталями. Вал должен иметь форму удобную для монтажа на нём деталей, каждая из которых должна проходить на своё место без натяга. Это предопределяет ступенчатую форму вала. Не рекомендуется на одинаковые по диаметру участки сажать несколько деталей по неподвижным или прессовым посадкам.

Для облегчения веса валов их часто делают полыми. Смещение вала в осевом направлении ограничивается лишь в одной из опор, в противном случае могут возникнуть дополнительные осевые нагрузки.

Наиболее ответственные валы изготавливают из высококачественных легированных сталей и сплавов типа СН-2А, возможно также использование 2Х13, 18ХНВА, 40ХНМА и др.

Нагрузки на вал передаются через сопряженные с ним детали (ступицы, шлицы, муфты и пр). При составлении расчетной схемы середины длин этих деталей принимаются за точки приложения сосредоточенных сил. Вал представляется как балка, лежащая на двух шарнирных опорах, подверженная изгибу и кручению от расчетных нагрузок. Такая схема является точной лишь для валов на подшипниках качения по одному в опоре. Для случая, когда в опорах по два подшипника качения, за шарнирные опоры принимаются внутренние подшипники.

Для определения статической прочности вала производится построение эпюр изгибающих и крутящих моментов. Сопоставление эпюр моментов с чертежом вала позволяет установить наиболее опасные сечения, в которых возникает максимальные напряжения. Обычно



этих сечений совпадают с местами расположения крыльчаток насосов.

Исходными данными при расчете вала ТНА на прочность являются:

материал вала и геометрия ротора ТНА;

$n$  - число оборотов ротора в об/мин;

$G$  - расход компонентов через насос в кг/сек (или  $Q$  м<sup>3</sup>/сек);

$H$  - напор насосов в м;

$\gamma$  - удельный вес компонентов в кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_n$  - коэффициент быстроходности насосов.

Расчет вала ТНА на статическую прочность ведется в следующем порядке.

I. Определяются нагрузки, действующие на вал.

К ним относятся крутящий момент  $M_k$ , передаваемый через вал от рабочего колеса турбины к крыльчаткам насосов, радиальные усилия  $R$ , обусловленные неравномерностью давления в улитке насоса при работе ТНА в режимах отличных от расчетного (оптимального), веса  $G_g$  крыльчаток насосов и колеса турбины, также центробежные усилия  $C$ , обусловленные дисбалансом крыльчаток и колес.

Крутящий момент рассчитывается по формуле

$$M_k = 71620 \frac{N}{n} \text{ кг.см}$$

где  $N$  - мощность, передаваемая валом (в данном сечении) в л.с.

$n$  - число оборотов вала в об/мин.

Действительные радиальные усилия  $R$ , обусловленные неравномерностью давления в улитке насоса при работе ТНА на режимах отличных от расчетного, определяются по формуле:

$$R = K_R \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_p} \right)^2 \right] \gamma H b_2 D_2 \quad \text{кг,}$$

где  $Q$  и  $Q_p$  - расходы компонентов на данном и расчетном режимах соответственно, при проведении прочностных расчетов следует принимать  $Q/Q_p = 0,1$  (это соответствует максимальному значению  $R$ );

$b_2$  и  $D_2$  - ширина и диаметр крыльчатки на выходе соответственно в м;

$K_R$  - коэффициент радиальной нагрузки, он является функцией коэффициента быстроходности, при  $n_s = 30 + 200 K_R = 0,3 + 0,4$ .

Центробежные силы, обусловленные дисбалансом крыльчаток и колес рассчитываются по формуле:

$$C = 1,12 d \left( \frac{n}{10^4} \right)^2 \beta$$

где  $d$  - величина дисбаланса в г.см, она обычно оговаривается в технических условиях на агрегат, и в расчете можно принимать

$$d = 5 \text{ г.см};$$

$$\beta = \frac{1}{1 - (\omega/\omega_{кр})^2} \text{ - коэффициент динамического усилия,}$$

Здесь  $\omega$  и  $\omega_{кр}$  - угловые скорости вала на рабочем и критическом режимах соответственно ( $[\omega] = 1/\text{сек}$ ), угловая скорость связана с числом оборотов соотношением

$$n = \frac{30 \omega}{\pi} \quad \text{об/мин}$$

(методика расчета критических  $n_{кр}$  и  $\omega_{кр}$  дается ниже).

Таким образом, суммарное усилие, действующее на вал и вызывающее изгибные (нормальные) напряжения от крыльчаток насосов равно

$$P_n = R + C_n + G_{gn} \quad \text{кг,}$$

а от рабочего колеса турбины

$$P_t = C_t + G_{gt} \quad \text{кг.}$$

Наличие крутящего момента  $M_k$  приводит к возникновению в материале вала касательных напряжений.

2. Строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов, действующих на вал.

При этом руководствуются общими правилами построения эпюр моментов, излагаемыми в курсе сопротивления материалов.

На рис. 5 показан пример построения эпюр моментов для вала некоторого ТНА. Там же показана конструктивная схема ротора, даны необходимые исходные данные и расчеты по определению усилий  $P_{но}$ ,  $P_{нг}$ ,  $P_t$  и момента  $M_k$ .

Ротор ТНА, показанный на рис. 5, состоит из 2-х валов соединенных муфтой, что облегчает его сборку и позволяет компенсировать перекосы, так что здесь практически приходится рассчитывать два вала. Муфта передает только крутящий момент. Крыльчатка насоса "0" и колесо турбины, сидящее на одном валу,



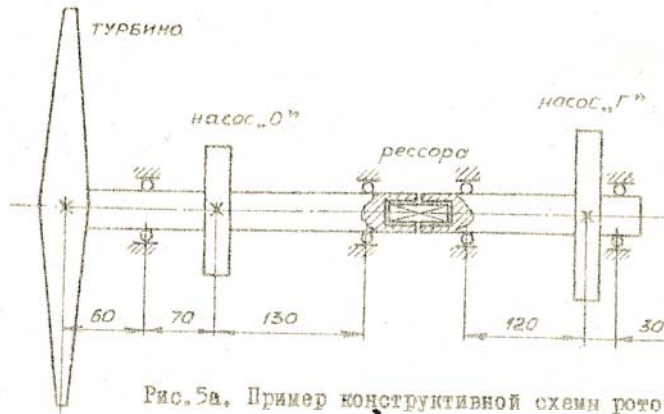


Рис. 5а. Пример конструктивной схемы ротора.

Исходные данные для построения эпюр моментов:

$$\begin{aligned}
 R_o &= 491 \text{ кг}; & P_o &= 532 \text{ кг}; & M_{к.о} &= 2328 \text{ кг.см}; \\
 R_r &= 562 \text{ кг}; & P_r &= 603 \text{ кг}; & M_{к.г} &= 2240 \text{ кг.см}; \\
 C_o = C_r = C_T &= 42 \text{ кг}; & P_T &= 42 \text{ кг}; & M_{к.Т} &= 4568 \text{ кг.см}.
 \end{aligned}$$

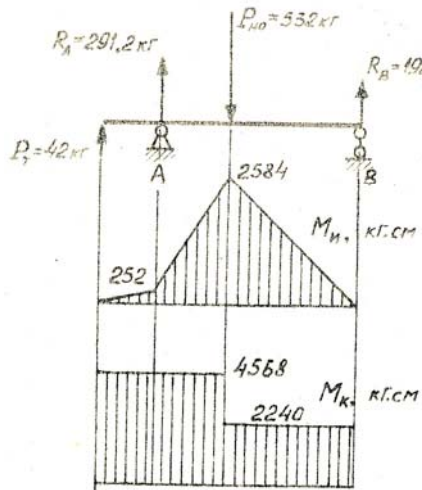


Рис. 5в. Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала "0".

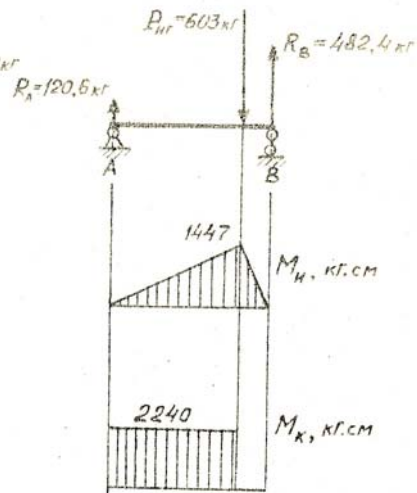


Рис. 5с. Эпюры изгибающих и крутящих моментов вала "Г".

собраны так, что центробежные силы дисбаланса  $G_{но}$  и  $C_T$  направлены навстречу друг другу. Это позволяет повысить динамическую устойчивость ротора.

3. В опасных сечениях вала (как правило, под крыльчатками насосов определяется максимальные изгибные (нормальные)  $\sigma$  и касательные напряжения  $\tau$  .

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W_{из}} \text{ кг/см}^2 ; \quad \tau = \frac{M_{к}}{W_{к}} \text{ кг/см}^2 .$$

$W_{из}$  и  $W_{к}$  - моменты сопротивления сечения при изгибе и кручении соответственно, они могут быть рассчитаны по формулам:

$$W_{из} = \frac{\pi}{32} d_g^3 ; \quad W_{к} = \frac{\pi}{16} d_g^3 \text{ см}^3 \quad - \text{ для сплошного вала}$$

( $d_g$  - диаметр вала),  $W_{из} = W_{из,спл} \cdot \xi$  и  $W_{к} = W_{к,спл} \cdot \xi$  - для вала с отверстием, где  $\xi = 1 - (d_o/d_g)^3$  ( $d_o$  - диаметр отверстия).

Эквивалентные напряжения находятся по формуле :

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \text{ кг/см} .$$

При этом  $\sigma$  и  $\tau$  должны быть рассчитаны для одной точки.

4. Определяются запасы прочности вала.

Коэффициенты запаса прочности составляют

$$- \text{ по нормальным напряжениям } n_{\sigma} = \sigma_T / \sigma ,$$

$$- \text{ по касательным напряжениям } n_{\tau} = \tau_T / \tau ,$$

где  $\sigma_T$  и  $\tau_T$  пределы текучести по нормальным и касательным напряжениям материала вала при рабочей температуре.

Для некоторых материалов значения  $\sigma_T$  , даны в приложении 7 , а  $\tau_T \approx (0,6 + 0,7) \sigma_T$  .

Запас прочности вала по статической несущей способности равен

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

Запас прочности по статической несущей способности не должен быть меньше  $n = 1,6 + 2,2$  для валов материала умеренной или малой пластичности ( $\sigma_T / \sigma_B = 0,8 + 0,9$ ) при пониженной точности расчета.

#### Б. Расчет вала на критическое число оборотов.

Явление "критического числа оборотов" или критического режима связана с появлением при достижении определенного числа оборотов значительных прогибов и сильных вибраций ротора, возникающих без видимых причин, что может привести к поломке запятого прочного вала. При дальнейшем увеличении числа оборотов ротор снова начинает вращаться спокойно.

Обороты, при которых ротор теряет устойчивость и начинает вибрировать, называются критическими, а соответствующий режим — критическим.

На критическом режиме имеет место равенство сил упругости вала и центробежных сил от несбалансированных масс. Вал как бы теряет жесткость на изгиб, и даже малая сила может вызвать существенные прогибы.

Критическая угловая скорость совпадает с круговой частотой поперечных (изгибных) колебаний вала.

Естественно, что работа ротора на критическом режиме не до-

допустима. Поэтому при проектировании необходимо расчетным путем определить значение критической угловой скорости (или критического числа оборотов  $n_{кр}$ ) и сравнить её с рабочим значением  $\omega$  (или  $n$ ). Зона оборотов от  $0,7n_{кр}$  до  $1,3n_{кр}$  не должна использоваться.

Во всех случаях желательно работать с жесткими роторами, для которых  $n \leq 0,7n_{кр}$ .

Работа вала с диском при  $n \geq 1,3n_{кр}$  (гибкий ротор) возможна, но при этом необходимо предусматривать специальные демпферные опоры для успокоения вибраций при прохождении критического режима и в закритической области.

Расчет критической угловой скорости ротора сводится к определению круговой частоты его собственных изгибных колебаний. Вал ТНА представляет многодисковый ротор, например, см. рис. 6. и его критическая угловая скорость рассчитывается по формуле:

$$\frac{1}{\omega_{кр}^2} = \frac{1}{\omega_{кр.в}^2} + \frac{1}{\omega_{кр.1}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{кр.n}^2} \quad \text{сек}^2,$$

где  $\omega_{кр.в}$  - критическая угловая скорость вешомого вала (собственно вала) без дисков, которая для вала постоянного диаметра рассчитывается по формуле:

$$\omega_{кр.в} = \frac{\pi^2 d_s^2}{4 \rho^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{I/сек}$$

( $d_s$  - диаметр вала в см,  $l$  - расстояние между опорами в см,  $E$  - модуль упругости материала вала в  $\text{кг/см}^2$ ,  $\rho$  - плотность материала вала в  $\text{кг.сек}^2/\text{см}^4$ ,  $\rho = \gamma/g$ );  $\omega_{кр.i}$  - критическая угловая скорость невешомого вала при нали-

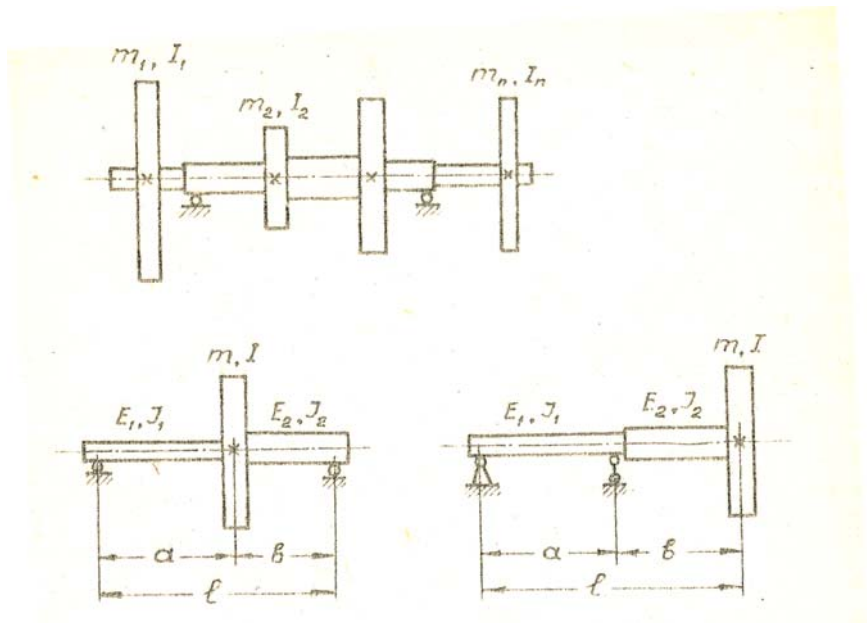


Рис. 6, К определению критического числа оборотов многодискового ротора.

чи на нем только одного  $i$ -ого диска (см. рис. 6).

Критическая угловая скорость вала на 2-х опорах с одним диском, расположенным между опорами или консольно (см. рис. 6), в свою очередь определяется по формуле (индекс  $i$  опущен)

$$\omega_{кр} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{2}(m\alpha - I\beta) + \sqrt{\frac{1}{4}(m\alpha - I\beta)^2 + mI(\alpha\beta - \gamma^2)}}} \text{ I/сек.}$$

Здесь использованы следующие обозначения:

$m$  - масса диска в кг.сек<sup>2</sup>/см,  $m = G_3/g$  ( $G_3$  - вес диска);  
 $I$  - момент инерции диска в кг.см.сек<sup>2</sup>, для круглого плоского диска радиусом  $R$  момент инерции относительно оси, проходящей через его центр и перпендикулярной плоскости диска, равен  $I = mR^2/2$ ;  
 $\alpha, \beta, \gamma$  - коэффициенты влияния имеющие смысл:  $\alpha$  - прогиб вала в месте приложения нагрузки под действием единичной силы,  $\gamma$  и  $\beta$  углы поворота сечения вала в месте приложения нагрузки под действием единичной силы и единичного момента соответственно. Величины коэффициентов  $\alpha, \beta, \gamma$  зависят от геометрии вала с диском, его жесткости, а также способа расположения диска (между опорами или консольное). В случае расположения диска между опорами коэффициенты  $\alpha, \beta, \gamma$  рассчитываются по формулам:

$$\alpha = \frac{1}{3EJ_1} \cdot \frac{a^3b^2}{l^2} + \frac{1}{3EJ_2} \cdot \frac{a^2b^3}{l^2} \quad \frac{\text{см}}{\text{кг}}$$

$$\beta = \frac{1}{3EJ_1} \cdot \frac{a^3}{l^2} + \frac{1}{3EJ_2} \cdot \frac{b^3}{l^2} \quad \frac{1}{\text{кг.см}}$$

$$\gamma = \frac{1}{3EJ_2} \cdot \frac{ab^3}{l^2} - \frac{1}{3EJ_1} \cdot \frac{a^3b}{l^2} \quad \frac{1}{\text{кг}}$$



При консольном расположении диска

$$\alpha = \frac{1}{3EJ_1} a b^2 + \frac{1}{3EJ_2} b^3 \quad \frac{\text{см}}{\text{кг}}$$

$$\beta = \frac{1}{3EJ_1} \alpha + \frac{1}{3EJ_2} b \quad \frac{1}{\text{кг.см}}$$

$$\gamma = \frac{1}{3EJ_1} a b + \frac{1}{3EJ_2} b^2 \quad \frac{1}{\text{кг}}$$

Здесь использованы обозначения:

$E$  - модуль упругости материала вала  $\text{кг/см}^2$ , для некоторых материалов значения  $E$  приведены в приложении 7 ;

$J_1$  и  $J_2$  - моменты инерции сечения вала на изгиб на отдельных участках в  $\text{см}^4$  (см. рис. 6). Для сплошного вала диаметром  $d_8$  момент инерции сечения равен  $J = \pi d_8^4 / 64$ .

Значения геометрических параметров  $a, b, l$  ясны из рис. 6.

При расчете критических оборотов ротора ТНА обычно учитывают наличие трех дисков (2-х крыльчаток насосов и рабочего колеса турбины).

#### В. Расчет на прочность лопаток турбины.

Лопатки турбины работают в условиях повышенной механической напряженности при повышенных температурах. Материал лопаток обладает хорошей жаропрочностью. Обычно используют стали и сплавы типа СН-2А, возможно также использование Ix18H9T, 30ХГСА, ЭИ69.

Расчетными силами, действующими на лопатку, являются центробежные и газодинамические силы. Под действием центробежных сил в лопатке возникает напряжения растяжения, изгиба,

и кручения. Газодинамические силы вызывают изгиб и кручение. Ввиду переменного характера этих сил лопатка подвергается дополнительным динамическим напряжениям.

Одной из основных нагрузок на лопатку является действие центробежных сил. Поэтому при ориентировочных расчетах достаточно определить напряжения растяжения от центробежных сил, и по величине этих напряжений выбрать сечение лопатки или определить запас её прочности. В более точных расчетах устанавливаются изгибные силы и напряжения.

Рассмотрим упрощенный расчет лопатки на прочность.

Максимальная центробежная сила, а следовательно, соответствующие ей максимальные растягивающие напряжения  $\sigma$  действуют в корневом сечении лопатки. Величина максимальных напряжений для лопатки постоянного сечения может быть рассчитана по формуле:

$$\sigma = \frac{1}{2} \rho u^2 (1 - \xi) \quad \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где  $\rho$  - плотность материала лопатки в  $\text{кг}\cdot\text{сек}^2/\text{см}^4$  определяется как  $\rho = \gamma/g$  ( $\gamma$  - удельный вес материала лопатки, для некоторых материалов величина  $\gamma$  приведена в приложении 7).

$u$  - окружная скорость на вершине лопаток в см/сек;

$u = \omega R$  ( $R$  - радиус вершин лопаток);

$\xi = \frac{R_0}{R}$  ( $R_0$  - радиус корня лопатки или радиус диска).



Запас прочности лопатки определяется из выражения

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma} .$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности материала с учетом его температуры и длительности работы.

Обычно принимают, что средняя температура лопатки первой ступени турбины на  $50 \pm 80^\circ$  ниже температуры газа перед турбиной .

Статическая прочность лопатки допускает запас  $n = 1,5 \pm 2$ .

ПЕРЕВОД НЕКОТОРЫХ ВЕЛИЧИН ИЗ ОДНОЙ РАЗМЕРНОСТИ В ДРУГУЮ

1. Давление (жидкости, газа), механические напряжения.

$$1 \text{ атм} = 1 \text{ кг/см}^2 = 735,6 \text{ мм Hg} = 9,807 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 = 0,986 \text{ бар.}$$

2. Температура.

$$t^{\circ}\text{C} = T^{\circ}\text{K} - 273,15$$

3. Работа, энергия, мощность.

$$1 \text{ ктм} = 9,807 \text{ дж,}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,187 \text{ дж,}$$

$$1 \text{ квт. час} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ дж,}$$

$$1 \text{ л. с.} = 735,5 \text{ вт,}$$

$$1 \text{ л. с. час} = 2,648 \cdot 10^6 \text{ Дж,}$$

$$1 \text{ ккал/час} = 1,163 \text{ вт,}$$

$$1 \text{ кал/сек} = 4,187 \text{ вт.}$$

4. Вязкость.

$$1 \text{ пуаз} = 100 \text{ сантипуаз (спз)} = 1 \text{ дн. сек/см} = 0,0102 \text{ кг. сек/м}^2,$$

$$1 \text{ спз} = 1,02 \cdot 10^{-4} \text{ кг. сек/м}^2.$$

$$\nu = \frac{g \mu}{g} \text{ м}^2/\text{сек} \quad ([\mu] = \text{кг. сек/м}^2, [\nu] = \text{кг/м}^3)$$

$$\mu = \frac{\eta}{g \cdot 10} \text{ кг. сек/м}^2 \quad ([\eta] = \text{г/см сек})$$

Приложение 2.

ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ОКИСЛИТЕЛЕЙ

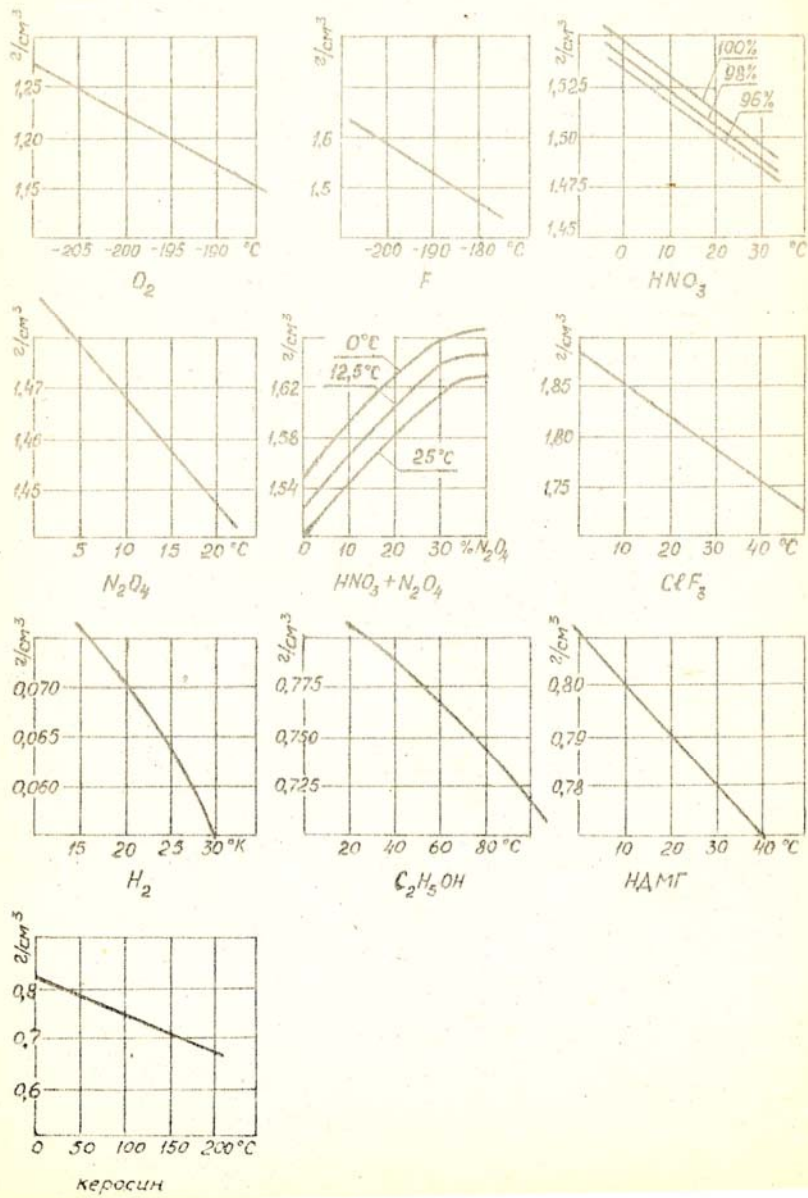
Наименование окислителя	Химич. формула	Молекулярный вес	Температ. кипения	Температура заморзания	Удельный вес
		M	°C	°C	г/см <sup>3</sup>
Азотная кислота	HNO <sub>3</sub>	63	+ 86	-41,2	1,52 (20°C)
Тетранитрометан	C(NO <sub>2</sub> ) <sub>4</sub>	196	+ 126	+13,8	1,65 -"
Четырехокись азота	N <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	92	+21,3	-11,23	1,45 -"
Хлорная кислота	HClO <sub>4</sub>	100,5	+110	-112	1,78 -"
Перокись водорода	H <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	34	+150,2	-0,461	1,44 -"
Трифторид хлора	ClF <sub>3</sub>	92,5	+12,1	-82,6	1,77 (t <sub>кип</sub> )
Кислород	O <sub>2</sub>	32	-182,96	-218,4	1,14 (t <sub>кип</sub> )
Фтор	F <sub>2</sub>	38	-187,99	-218,8	1,51 (t <sub>кип</sub> )

## ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГОРЮЧИХ

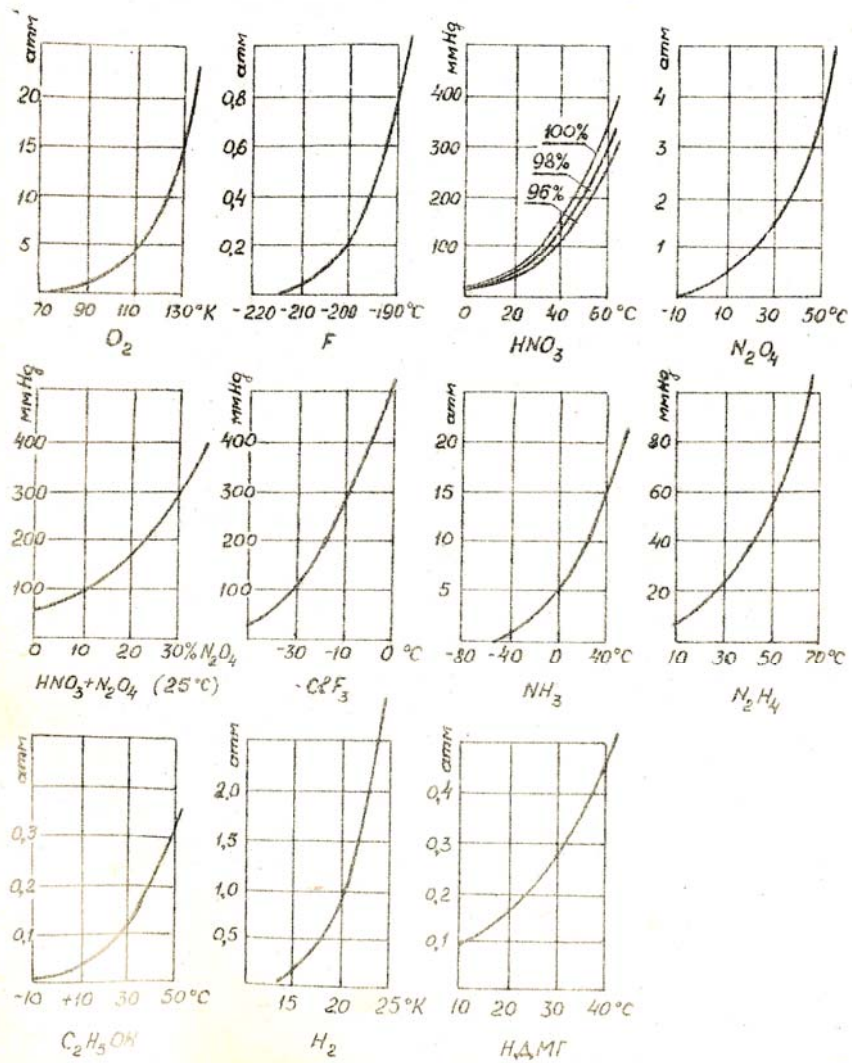
338

Наименование горючей части	Химическая формула	Молекулярный вес	Температура кипения		Температура замерзания	Удельный вес	Коэффициент расширения	Удлинение при разрыве
			$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$				
Ацетилен	$\text{C}_2\text{H}_2$	26	-84	-	-81	1,09 (25 $^{\circ}\text{C}$ )	0,01 (40 $^{\circ}\text{C}$ )	
Бомбон	$\text{C}_2\text{H}_4$	28	-89	-	-89	0,62 (25 $^{\circ}\text{C}$ )	-	
Аммиак	$\text{NH}_3$	17	-33	-77	-77	0,6814 (-77,7 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,5080 (22,2 $^{\circ}\text{C}$ )	0,256 (-39,5 $^{\circ}\text{C}$ ) 20,0 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	
Триэтилалкин	$(\text{C}_2\text{H}_5)_3\text{N}$	101	88	-114	-114	0,725 (20 $^{\circ}\text{C}$ )	0,303 (25 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,25 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	
Аммиак	$\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}_2$	59	18	-83	-83	1,022 (20 $^{\circ}\text{C}$ )	4,40 (20 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,006 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	
Гидразин	$\text{N}_2\text{H}_4$	32	113	+2	+2	1,0055 (20 $^{\circ}\text{C}$ )	0,574 (20 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,08 (50 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,225 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	
Новосинтетический	$\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}-\text{NH}_2$	46	87	-52	-52	0,574 (25 $^{\circ}\text{C}$ )	-	
Диэтилалкин	$(\text{C}_2\text{H}_5)_2\text{N}_2$	60	63	-82	-82	0,714 (22 $^{\circ}\text{C}$ )	0,586 (15,6 $^{\circ}\text{C}$ ) 0,75 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	
Дипропан	$\text{C}_3\text{H}_8$	44	-42	-188	-188	0,52	-	
Этиловый спирт	$\text{C}_2\text{H}_5\text{O}$	46	78	-114	-114	0,787	0,312 (50 $^{\circ}\text{C}$ )	

ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОГО ВЕСА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ  
ЖИДКИХ КОМПОНЕНТОВ

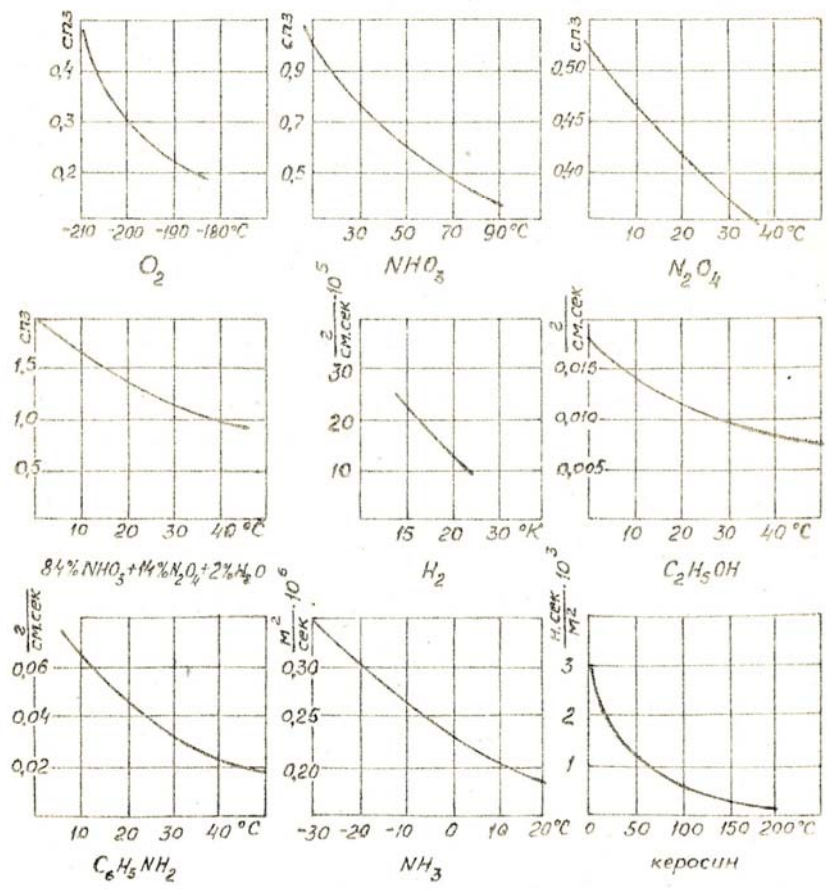


ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ НАСЫЩЕНИЯ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ КОМПОНЕНТОВ



Приложение 6.

ЗАВИСИМОСТЬ ВЯЗКОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ НЕКОТОРЫХ  
ЖИДКИХ КОМПОНЕНТОВ





ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НЕКОТОРЫХ  
КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ.

1. Углеродная сталь 45.

$$\gamma^* = 7,85 \text{ г/см}^3$$

Диаметр или толщ. поковки, мм	кг/мм <sup>2</sup> $\sigma_{\delta}$	кг/мм <sup>2</sup> $\sigma_T$
до 80	60	34
свыше 80	60	34

2. Сталь 2Х12(А-2)

$$\gamma^* = 7,65 \text{ г/см}^3$$

°С	E	$\sigma_{\delta}$	$\sigma_T$
	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>
20	22300	72	52
300	20400	55	40
400	19300	53	40
500	18400	44	36
550	-	35	28

3. Сталь 4Х14Н14В2М (ЭН-69)

$$\gamma^* = 7,9 \text{ г/см}^3$$

°С	E	$\sigma_{\delta}$	$\sigma_T$
	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>
20	-	79,3	38,9
600	19000	50,1	25,6
500	-	-	-
700	12500	34,5	22,3

4. Сталь 1Х18Н9Т (Э9-1Т)

$$\gamma^* = 7,9 \text{ г/см}^3$$

°С	E	$\sigma_{\delta}$	$\sigma_T$
	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>	кг/мм <sup>2</sup>
20	18800	62	28
300	-	46	20
400	-	45	18
600	14000	40	18
800	9100	18	10

## Библиографический список

1. М. В. Добровольский. Жидкостные ракетные двигатели., "Машиностроение", 1968г.
2. А. П. Васильев, В. М. Кудрявцев и др. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей., "Высшая школа", 1967г.
3. Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей.
4. Г. С. Жирницкий и др. Газовые турбины авиационных двигателей., Оборонгиз, 1963г.
5. А. Ф. Гуров. Расчеты на прочность и колебания в ракетных двигателях., "Машиностроение", 1966г.
6. И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Р. М. Шнейдерович. Расчет на прочность деталей машин., "Машиностроение", 1966г.
7. Н. Н. Малинин. Прочность турбомашин, "Машиностроение", 1962г.

## Содержание

Введение.....	1
I. Порядок расчета и профилирования проточной части центробежного насоса со встроенным шнековым преднасосом.....	3
А. Выбор исходного числа оборотов ротора ТНА.....	3
Б. Определение диаметра шнека и расчетного числа оборотов ротора.....	5
В. Определение оптимальной геометрии шнека.....	10
Г. Расчет центробежного колеса.....	11
Д. Профилирование лопатки рабочего колеса насоса.....	16
Е. Расчет улитки насоса.....	16
II. Порядок расчета и профилирования турбины.....	19
А. Определение оптимальной геометрии соплового аппарата и рабочего колеса.....	21
Б. Профилирование рабочих лопаток.....	25
III. Некоторые виды прочностных расчетов элементов ТНА.....	26
А. Расчет на статическую мощность валов ТНА.....	26
Б. Расчет вала на критическое число оборотов.....	33
В. Расчет на прочность лопаток турбин.....	37
Приложения.....	40
Библиографический список.....	46

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к выполнению курсовой работы по дисциплине «Теория и  
проектирование турбонасосных агрегатов» для студентов  
специальности 160700.65 «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