

## Индивидуальное задание №1

Конденсатор паротурбинной установки (рис. 1) должен обеспечивать давление за турбиной  $p_k$  при следующих исходных параметрах: температура охлаждающей воды на входе  $t_{\theta 1}$ , расход охлаждающей воды  $G_{\theta}$ , расход пара в конденсатор  $D_k$ .

Известны материал и размеры  $d_n \times \delta_{ст}$  трубок, число ходов  $z$  для охлаждающей воды.

Необходимо:

- Определить давление в конденсаторе в номинальном режиме  $p_k$ ;
- определить площадь  $F$  поверхности теплообмена и основные размеры конденсатора  $n_{мп}$ ,  $L$  (число и длина трубок).
- применительно к условиям спроектированного конденсатора определить, как изменится давление в конденсаторе если фактический расход охлаждающей воды уменьшится и станет равным  $G'_{\theta}$ .
- Построить  $tQ$ - диаграмму конденсатора.

Примечания:

- учесть зависимость скорости  $w'_{\theta}$  охлаждающей воды в трубках от расхода  $G'_{\theta}$ ;
- плотность охлаждающей воды принять равной  $\rho_{\theta}=1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- среднюю теплоемкость охлаждающей воды принять равной  $c_{\theta}=4,186 \text{ кДж/кг}$ ;
- коэффициент, учитывающий загрязнение трубок принять равным  $a_0=0,65\dots 0,85$ .

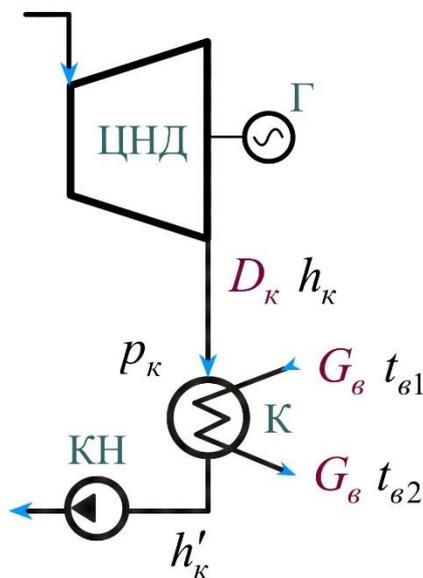


Рис. 1. Схема простейшей конденсационной установки:  
ЦНД – цилиндр низкого давления турбины; Г – генератор; К – конденсатор; КН – конденсатный насос

Таблица 1. Дополнительные исходные данные

Величина	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
$D_k$ , кг/с	180	700	800	200	750	780
$w_\theta$ , м/с	1,6	1,7	1,8	1,9	2	1,6
$d_n$ , мм	26	25	26	25	27	26
$\delta_{cm}$ , мм	1	0,9	1,1	1	1,2	0,8
Материал трубок	латунь		нержавеющая сталь		титан	
$G'_\theta$ , кг/с	$0,7 \cdot G_\theta$		$0,8 \cdot G_\theta$		$0,9 \cdot G_\theta$	

Величина	Вариант					
	7	8	9	10	11	12
$D_k$ , кг/с	185	720	820	190	650	700
$w_\theta$ , м/с	2,2	2,5	2,0	2,3	1,8	2,0
$d_n$ , мм	23	25	24	22	24	20
$\delta_{cm}$ , мм	0,8	1	1,2	1	0,9	1,0
Материал трубок	латунь		мельхиор		титан	
$G'_\theta$ , кг/с	$0,9 \cdot G_\theta$		$0,6 \cdot G_\theta$		$0,7 \cdot G_\theta$	

Величина	Вариант		
	13	14	15
$D_k$ , кг/с	205	600	850
$w_\theta$ , м/с	1,5	1,8	2,0
$d_n$ , мм	24	20	22
$\delta_{cm}$ , мм	0,9	1,2	1,0
Материал трубок	нержавеющая сталь		титан
$G'_\theta$ , кг/с	$0,8 \cdot G_\theta$		$0,7 \cdot G_\theta$

### Условные обозначения:

$p_k$	- давление в конденсаторе;
$t_{e1}$	- температура охлаждающей воды на входе в конденсатор;
$t_{e2}$	- температура охлаждающей воды на выходе в конденсатор;
$t_{sk}$	- температура насыщения при давлении в конденсаторе;
$G_e$	- расход охлаждающей воды;
$D_k$	- расход отработавшего пара;
$d_n$	- наружный диаметр трубок;
$d_{вн}$	- внутренний диаметр трубок;
$\delta_{ст}$	- толщина стенки трубок;
$w_e$	- скорость охлаждающей воды в трубках конденсатора;
$a_0$	- коэффициент, учитывающий загрязнение трубок;
$a_m$	- поправочный множитель, учитывающий материал трубок;
$G'_e$	- фактический расход охлаждающей воды;
$w'_e$	- фактическая скорость охлаждающей воды в трубках;

### Алгоритм выполнения задания

**Первая часть** задачи заключается в определении давления в конденсаторе на основании приведенных данных о регионе и типе системы технического водоснабжения.

Зададимся давлением и степенью сухости пара на выходе из цилиндра низкого давления  $p_k$  и  $x_k$ .

Определим подогрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С:

$$\Delta t_e = \frac{r \cdot x_k}{c_e \cdot t}$$

где  $r(p_k; t_{sk})$  – скрытая теплота парообразования при давлении  $p_k$ , кДж/кг;  
 $c_e = 4,186$  – теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг °С).

Температуру на входе в систему технического водоснабжения  $t_{e1}$  примем согласно заданному региону и типу системы технического водоснабжения (таблица 1).

Таблица 1 – Среднегодовые температуры охлаждающей воды в зависимости от региона и системы технического водоснабжения

Географические районы	Прямоточная система водоснабжения	Оборотные системы водоснабжения	
		с прудами-охладителями	с брызгальными бассейнами и градирнями
Урал и Сибирь . . . . .	6—10	12—15	18—22
Средняя полоса европейской части . . . . .	10—12	15—20	18—22
Юг европейской части . . . . .	10—12	15—20	20—24

Температура охлаждающей воды на выходе конденсатора, °С, может быть определена как:

$$t_{e2} = t_{e1} + \Delta t_e$$

Температура насыщения в конденсаторе при фактической входной температуре, °С:

$$t_{sk} = t_{e2} + \delta t_n,$$

Где  $\delta t_n \approx 3 \text{ } ^\circ\text{C}$  – недогрев в конденсаторе до температуры насыщения при проектном расходе охлаждающей воды (рекомендованное значений),

Определим давление насыщения в конденсаторе  $p'_k$ , используя  $t_{sk}$ .

Определим скорость

Число теплообменных трубок, шт.

$$n_{mp} = \frac{4 \cdot G_e \cdot z}{\pi \cdot d_{en}^2 \cdot \rho_e \cdot w_e},$$

Определим тепловую мощность, передаваемую охлаждающей воде в конденсаторе, кВт:

$$Q_k = D_k \cdot r \cdot x_k.$$

Средний температурный напор, в таком случае, составит, °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_e}{\ln \left( \frac{t_{sk} - t_{e1}}{t_{sk} - t_{e2}} \right)}$$

1. Задается удельная паровая нагрузка  $d_k$  конденсатора. Первоначально принимается в диапазоне 40...60 кг/(м<sup>2</sup>·ч), а затем уточняется.
2. Коэффициент теплопередачи (формула ВТИ) вычисляется по формуле, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k = 4140 \cdot \left( \frac{1,1 \cdot w_e}{d_{en}^{0,25}} \right)^{0,6 \cdot a} \cdot [1 + 0,002 \cdot (t_{1e} - 35)] \cdot \left[ 1 - \frac{z-2}{10} \cdot \left( 1 - \frac{t_{1e}}{45} \right) \right] \cdot \Phi_d,$$

$$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{1e});$$

$a = a_0 \cdot a_m$  – коэффициент, учитывающий загрязнение трубок и материал;

$a_0 = 0,65 \dots 0,85$  – коэффициент, учитывающий загрязнение трубок;

$a_m$  – поправочный множитель, учитывающий материал трубок: 0,95 –медно-никелевые сплавы; 1 – латунь; 0,92 – мельхиор; 0,85 – нержавеющие стали; 0,9 – титан.

$w_e$  – скорость охлаждающей воды в трубках, м/с;

$d_{en}$  – внутренний диаметр трубок, мм;

$t_{e1}$  – температура охлаждающей воды на входе, °С;

$z$  – число ходов воды в конденсаторе (принять равным 2);

$\Phi_d$  - коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора. При проектном конструкторском расчете коэффициент  $\Phi_d$  принимается равным 1.

3. Площадь поверхности теплообмена, в таком случае, составит, м<sup>2</sup>/кг:

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t_{cp}}$$

4. Удельная длина теплообменных трубок, может быть определена как, м:

$$L = \frac{F}{n \cdot \pi \cdot d_n},$$

где  $d_n$  - наружный диаметр трубок, м.

5. Расчетное значение удельной паровой нагрузки конденсатора, кг/(м<sup>2</sup>·ч)

$$d_k^p = \frac{3600 \cdot D_k}{F}$$

6. Полученное значение  $d_k^p$  необходимо сравнить с заданным в п. 7. При существенном (больше 3%) несовпадении необходимо присвоить  $d_k = d_k^p$  и повторить расчет, начиная с п. 8.

**Вторая часть** задачи заключается в поверочном расчете конденсатора. В новом режиме параметры будем отмечать штрихом.

Определим как изменится давление в конденсаторе если фактический расход охлаждающей воды уменьшится и станет равным  $G'_g$ . При этом вычисляются последовательно:

7. Фактическая скорость воды в трубках

$$w'_g = w_g \cdot \frac{G'_g}{G_g},$$

где  $G_g$ ,  $w_g$  - номинальные (проектные, паспортные) расход и скорость охлаждающей воды.

8. Фактическая кратность охлаждения

$$m' = \frac{G'_g}{D_k}$$

9. Фактический подогрев охлаждающей воды в конденсаторе, °С

$$\Delta t'_g = \frac{r}{c_g \cdot m'},$$

где  $r$  - фактическое значение скрытой теплоты парообразования. Первоначально задается равной 2400 кДж/кг, а затем обязательно проверяется;

$c'_g$  - теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг °С).

10. Коэффициент теплопередачи при фактической скорости охлаждающей воды  $w'_g$  охлаждающей воды. Определяется по формуле ВТИ при значениях  $d'_k$  и  $\Phi'_d$  как в проектном расчете.

11. Недогрев в конденсаторе до насыщения при фактическом расходе охлаждающей воды

$$\delta t'_n = \frac{\Delta t'_g}{\exp\left(\frac{k' \cdot 3,6}{c'_g \cdot m' \cdot d'_k}\right) - 1}.$$

12. Температура насыщения в конденсаторе при фактической входной температуре

$$t'_{sk} = t_{g1} + \Delta t'_g + \delta t'_n.$$

13. Давление в конденсаторе  $p'_k$  при фактической входной температуре. Определяется с помощью таблиц воды и водяного пара как давление насыщения при температуры  $t'_{sk}$ .

14. Расчетное значение скрытой теплоты парообразования  $r_{расч}$ , кДж/кг. Определяется с помощью таблиц воды и водяного пара по температуре  $t'_{sk}$  или по давлению  $p'_k$ .

15. Полученное значение  $r_{расч}$  необходимо сравнить с заданным в п. 15. При существенном (больше 3%) несовпадении необходимо присвоить  $r = r_{расч}$  и повторить расчет, начиная с п. 13.

### Список использованной литературы

1. Трояновский, Борис Михайлович. Паровые и газовые турбины атомных электростанций : учебное пособие / Б. М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А. Е. Булкин. — Екатеринбург: АТП, 2015.
2. Бродов, Юрий Миронович. Конденсационные установки паровых турбин : учебное пособие для вузов / Ю. М. Бродов, Р. З. Савельев. — Москва: Энергоатомиздат, 1994.
3. Маргулова, Тереза Христофоровна Атомные электрические станции / Т.Х. Маргулова. — Москва: Высшая школа, 1994.