

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Кафедра теплосиловых установок и тепловых двигателей

ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

ПРИБЛИЖЕННЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГЛАВНОГО КОНДЕНСАТОРА

**Методические указания
к выполнению расчетной работы № 3**

**Санкт-Петербург
2018**

УДК 621.43(075)

Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Приближенный тепловой расчет главного конденсатора: методические указания к выполнению расчетной работы № 3/ сост.: П.Н. Коновалов, М.С. Липатов; ВШТЭ СПбГУПТД.- СПб., 2018. - 8 с.

В методических указаниях приводятся исходные данные, алгоритм и результаты приближенного теплового расчета главного конденсатора паровой турбины, как и при расчете любого теплообменного аппарата, определяются площадь поверхности охлаждения и основные размеры конденсатора.

Предназначены для студентов ИЭиА, обучающихся по направлению 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профилю: «Технология производства электрической и тепловой энергии».

Рецензент: зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД, канд. тех. наук доцент С.Н. Смородин.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 6 от 23.05.2018).

Утверждены к изданию методической комиссией института энергетики и автоматизации ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 7 от 07.06.2018).

© Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2018

Редактор и корректор В. А. Басова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2018 г., поз. 60

Подп. к печати 18.06.2018.	Формат 60x84/16.	Бумага тип. № 1.
Печать офсетная.	Объем 0,5 печ.л; 0,5 уч.-изд.л.	Тираж 50 экз.
Изд. № 60. Цена "С" . Заказ №		

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

Общие положения

Приближенный тепловой расчет главного конденсатора ПТУ ТЭЦ, или ТЭС, базируется на знаниях, полученных студентами при изучении конденсационных установок в рамках дисциплин «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Промышленные ТЭЦ», «Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций». Расчет может производиться с использованием компьютерной техники, а также калькулятора.

Целью приближенного теплового расчета главного конденсатора ПТУ является определение площади поверхности охлаждения конденсатора и его основных размеров. Схемы конденсационной установки и двухходового конденсатора поверхностного типа показаны на рисунках.

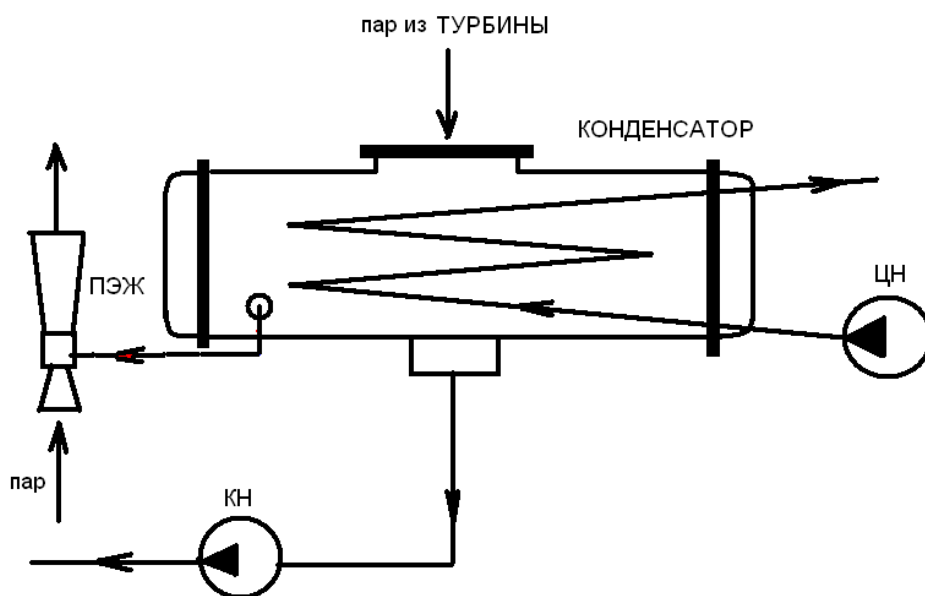


Рис.1. Схема конденсационной установки паровой турбины

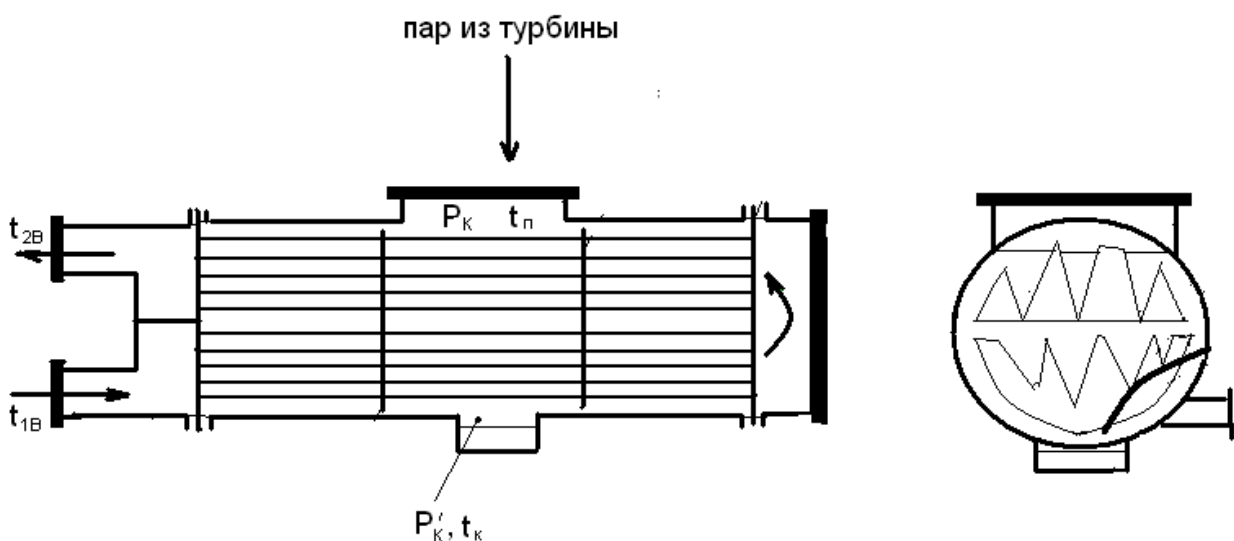


Рис.2. Схема двухходового конденсатора поверхностного типа

Пар из турбины поступает в паровое пространство конденсатора (давление P_k , температура t_p), а затем на наружную поверхность конденсаторных труб. За счет более низких температур на поверхностях труб пар конденсируется, превращается в жидкость. Резко уменьшается объем, в конденсаторе создается низкое давление, меньше атмосферного – вакуум. Конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора – конденсатосборник (давление P'_k , температура t_k), из него подается конденсатным насосом.

Охлаждающая вода (температура $t_{1в}$) циркуляционным насосом подается во внутренние полости конденсаторных труб первого хода. Затем по конденсаторным трубам второго хода через выходной патрубок охлаждающая вода (температура $t_{2в}$) подается или в градирню, или в брызгальный бассейн.

В конденсатор вместе с паром поступает воздух, образуется паровоздушная смесь. Эта смесь из воздухоохладителя конденсатора удаляется пароструйным эжектором (ПЭЖ).

Исходные данные для расчета и алгоритм расчета показаны в табл.1 и табл. 2.

Алгоритм расчета

Таблица 1.

Исходные данные

Наименование величины	Обозначение	Размерность
Давление в конденсаторе	P_k	МПа
Количество конденсируемого пара	G_k	кг/с
Энтальпия пара	h_p	кДж/кг
Переохлаждение конденсата	Δt_k	$^{\circ}C$
Теплоемкость конденсата	C_{PK}	кДж/кг $\cdot^{\circ}C$
Температурный напор	δt	$^{\circ}C$
Температура охлаждающей воды	$t_{1в}$	$^{\circ}C$
Теплоемкость охлаждающей воды	C_{pw}	кДж/кг $\cdot^{\circ}C$
Плотность охлаждающей воды	ρ	кг/м ³
Скорость охлаждающей воды в трубах	W_b	м/с
Средняя разность температуры пара и температуры охлаждающей воды	Δt_{cp}	$^{\circ}C$
Внутренний диаметр труб	d_1	м
Наружный диаметр труб	d_2	м
Шаг охлаждающих труб	t	м
Коэффициент загрязнения	β_3	-
Коэффициент, учитывающий материал, из которого изготовлены трубы	β_m	-
Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	-
Число ходов охлаждающей воды	z	-
Толщина трубной доски	δ	м

Таблица 2.

Алгоритм расчета

Наименование величины	Способ определения	Размерность
Температура насыщенного пара	по давлению P_k , энтальпии h_n	$^{\circ}\text{C}$
Температура конденсата	$t_k = t_n - \Delta t_k$	$^{\circ}\text{C}$
Энтальпия конденсата	$h_k = C_{PK} \cdot t_k$	кДж/кг
Количество отводимой теплоты	$Q = G_k \cdot (h_n - h_k)$	кВт
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2b} = t_n - \delta t$	$^{\circ}\text{C}$
Количество охлаждающей воды	$G_w = \frac{Q}{C_{pw} \cdot (t_{2b} - t_{1b})}$	кг/с
Объемный расход охлаждающей воды	$W = \frac{G_w}{\rho}$	$\text{м}^3/\text{с}$
Кратность охлаждения	$m = \frac{G_w}{G_k}$	-
Исходный коэффициент теплопередачи	k_0 , по графику	$\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
Коэффициент, учитывающий температуру воды	β_t , по графику	-
Удельная паровая нагрузка	$d_k = 40 \div 55$, принимается	$\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$
Коэффициент, учитывающий нагрузку при d_k	β_d , по графику	-
Коэффициент теплопередачи	$k = k_0 \cdot \beta_s \cdot \beta_m \cdot \beta_t \cdot \beta_d$	$\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
Поверхность охлаждения конденсатора	$F_k = \frac{1000 \cdot Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}$	м^2
Удельная паровая нагрузка (рассчитанная)	$d_k = \frac{3600 \cdot G_k}{F_k}$	$\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$
Удельная тепловая нагрузка	$q_k = \frac{3600 \cdot Q}{F_k}$	кДж/ $\text{м}^2 \cdot \text{ч}$
Число труб в одном ходе	$n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_6}$	шт
Расстояние между трубными досками	$L = \frac{F_k}{\pi \cdot d_2 \cdot n \cdot z}$	м
Эквивалентный диаметр	$D = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n \cdot z}{\eta_{mp}}}$	м
Отношение длины к диаметру	$Y = \frac{L}{D}$	-
Осевой размер водяной камеры	$X = (0,17 \div 0,20) \cdot L$	м
Общая длина конденсатора	$L_k = L + 2 \cdot X + 2 \cdot \delta$	м

Пример приближенного теплового расчета главного конденсатора показан в табл. 3 и табл. 4. Расчет выполняется в соответствии с предложенным преподавателем вариантом.

Таблица 3.

Значения исходных данных

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Давление в конденсаторе	P_k	0,0034	МПа
Количество конденсируемого пара	G_k	По варианту (2) 140	кг/с
Энтальпия пара	$h_{п}$	2358,9	кДж/кг
Переохлаждение конденсата	Δt_k	0,9	$^{\circ}\text{C}$
Теплоемкость конденсата	C_{PK}	4,175	кДж/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$
Температурный напор	δt	4,7	$^{\circ}\text{C}$
Температура охлаждающей воды	$t_{1в}$	по варианту (2) 10	$^{\circ}\text{C}$
Теплоемкость охлаждающей воды	C_{pw}	3,925	кДж/кг $\cdot^{\circ}\text{C}$
Плотность охлаждающей воды	ρ	1005	кг/м ³
Скорость охлаждающей воды в трубах	W_v	2,6	м/с
Средняя разность температур пара и температуры охлаждающей воды	Δt_{cp}	11÷13	$^{\circ}\text{C}$
Внутренний диаметр труб	d_1	0,023	м
Наружный диаметр труб	d_2	0,025	м
Шаг охлаждающих труб	t	0,028	-
Коэффициент загрязнения	β_z	0,92	-
Коэффициент, учитывающий материал, из которого изготовлены трубы	β_m	0,9	-
Коэффициент заполнения трубной доски	$\eta_{тр}$	0,7	м
Число ходов охлаждающей воды	z	2	-
Толщина трубной доски	δ	0,03	м

Таблица 4.

Алгоритм и результаты расчета

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Температура насыщенного пара	t_n по давлению P_k , энтальпии $h_{п}$	26,55	$^{\circ}\text{C}$
Температура конденсата	$t_k = t_n - \Delta t_k = 26,55 - 0,9$	25,65	$^{\circ}\text{C}$
Энтальпия конденсата	$h_k = C_{PK} \cdot t_k = 4,175 \cdot 25,65$	107,1	кДж/кг

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Количество отводимой теплоты	$Q = G_K \cdot (h_n - h_k) = 140 \cdot (2358,9 - 107,1)$	315252	кВт
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2b} = t_n - \delta t = 26,55 - 4,7$	21,85	°С
Количество охлаждающей воды	$G_w = \frac{Q}{C_{pw} \cdot (t_{2b} - t_{1b})} = \frac{315252}{3,925 \cdot (21,85 - 10)}$	6779,97	кг/с
Объемный расход охлаждающей воды	$W = \frac{G_w}{\rho} = \frac{6779,97}{1005}$	6,75	м ³ /с
Кратность охлаждения	$m = \frac{G_w}{G_K} = \frac{6779,97}{140}$	48,43	-
Исходный коэффициент теплопередачи	k_0 , по графику (рис.3)	3250	Вт/(м ² · °С)
Коэффициент, учитывающий температуру воды	β_t , по графику (рис.3)	0,85	-
Удельная паровая нагрузка	$d_k = 40 \div 55$, принимается	42	кг/м ² · ч
Коэффициент, учитывающий нагрузку при d_k	β_d , по графику (рис.3)	1,0	-
Коэффициент теплопередачи	$k = k_0 \cdot \beta_s \cdot \beta_m \cdot \beta_t \cdot \beta_d = 3250 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 1,0$	2287,35	Вт/(м ² · °С)
Поверхность охлаждения конденсатора	$F_K = \frac{1000 \cdot Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1000 \cdot 315252}{2287,35 \cdot 13}$	10603,5	м ²
Удельная паровая нагрузка (рассчитанная)	$d_k = \frac{3600 \cdot G_K}{F_K} = \frac{3600 \cdot 140}{10603,5}$	47,5	кг/м ² · ч
Удельная тепловая нагрузка	$q_k = \frac{3600 \cdot Q}{F_K} = \frac{3600 \cdot 315252}{10603,5}$	107031,4	кДж/м ² · ч
Число труб в одном ходе	$n = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_g} = \frac{4 \cdot 6,75}{3,14 \cdot 0,023^2 \cdot 2,6}$	6249	шт

Наименование величины	Расчетная формула	Результат расчета	Единица измерения
Расстояние между трубными досками	$L = \frac{F_K}{\pi \cdot d_2 \cdot n \cdot z} = \frac{10603,5}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 6249 \cdot 2}$	10,8	м
Эквивалентный диаметр	$D = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n \cdot z}{\eta_{mp}}}$ $\times \sqrt{\frac{6249 \cdot 2}{0,7}}$	3,93	м
Отношение длины к диаметру	$Y = \frac{L}{D} = \frac{10,8}{3,93}$	2,75	-
Осевой размер водяной камеры	$X = (0,17 \div 0,20) \cdot L = 0,18 \cdot 10,8$	1,94	м
Общая длина конденсатора	$L_K = L + 2 \cdot X + 2 \cdot \delta = 10,8 + 2 \cdot 1,94 + 2 \cdot 0,03$	14,75	м

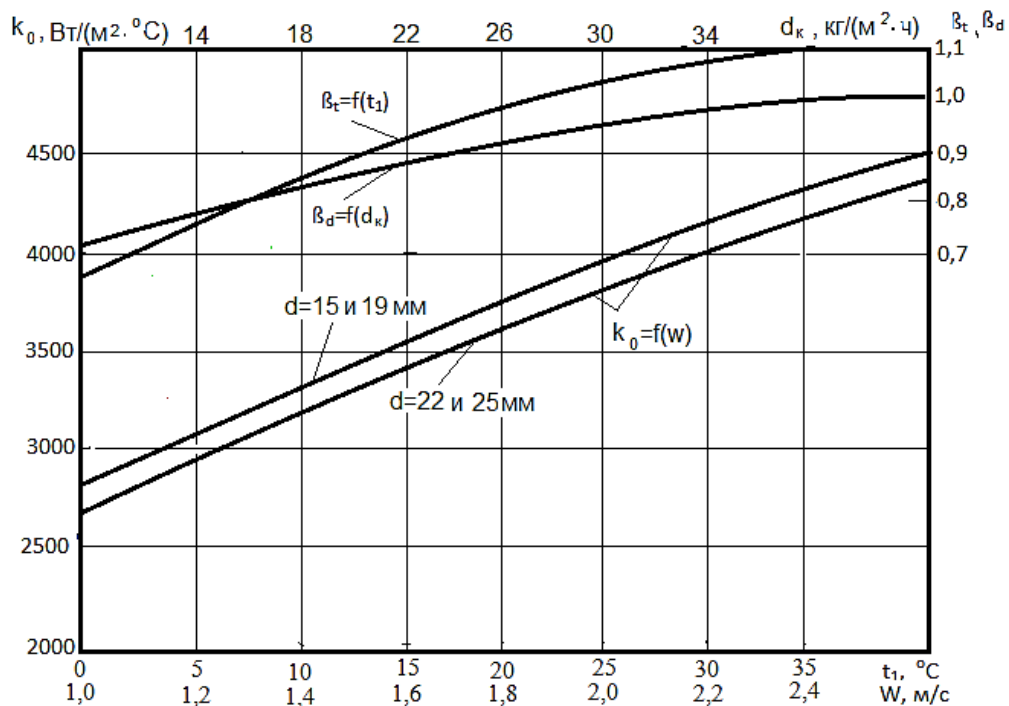


Рис.3. Номограмма для определения коэффициента теплопередачи

Отчет должен содержать:

1. Исходные данные, алгоритм и результаты приближенного теплового расчета главного конденсатора.
2. Номограмму для определения коэффициента теплопередачи.
3. Выводы по работе.