

## **Розділ 5. Конденсаційні установки парових турбін.**

### ***Тема 5.1. Принципова схема конденсаційної установки та розрахунок конденсатора***

***Лекція 23.*** Схема конденсаційної установки та її елементи. Тепловий процес в конденсаторі. Основи теплового розрахунку конденсатора.

Література: [2] с. 158-185; [4] с. 185-192 , [5] с. 203-215.

***Завдання на СРС.*** Паровий опір конденсатора. Переохолодження конденсату. Водяна та повітряна щільність конденсату.

### ***Тема 5.2. Конструктивні особливості конденсаційної установки***

***Лекція 24.*** Конструкція конденсаторів. Повітряні, конденсатні та циркуляційні насоси.

Література: [2] с. 158-185; [5] с. 203-215.

***Завдання на СРС.*** Питання експлуатації конденсаційних установок.

## **КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ. УСТРОЙСТВО КОНДЕНСАТОРА**

*Конденсатор* — теплообменный аппарат, предназначенный для превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат). Конденсация пара происходит при соприкосновении его с поверхностью тела, имеющего более низкую температуру, чем температура насыщения пара при данном давлении в конденсаторе. Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды. В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы разделяются на *водяные* (охлаждающая среда — вода) и *воздушные* (охлаждающая среда — воздух). Современные паротурбинные установки снабжены водяными конденсаторами. Воздушные конденсаторы имеют по сравнению с водяными более сложную конструкцию и не получили в настоящее время широкого распространения.

*Конденсационная установка* паровой турбины состоит из собственно конденсатора и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу (рис. 23.1). Конденсация отработавшего в турбине пара происходит в конденсаторе. Подача охлаждающей воды в конденсатор осуществляется циркуляционным насосом. Конденсатные насосы служат для откачки из нижней части конденсатора конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева питательной воды. Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и другие места.

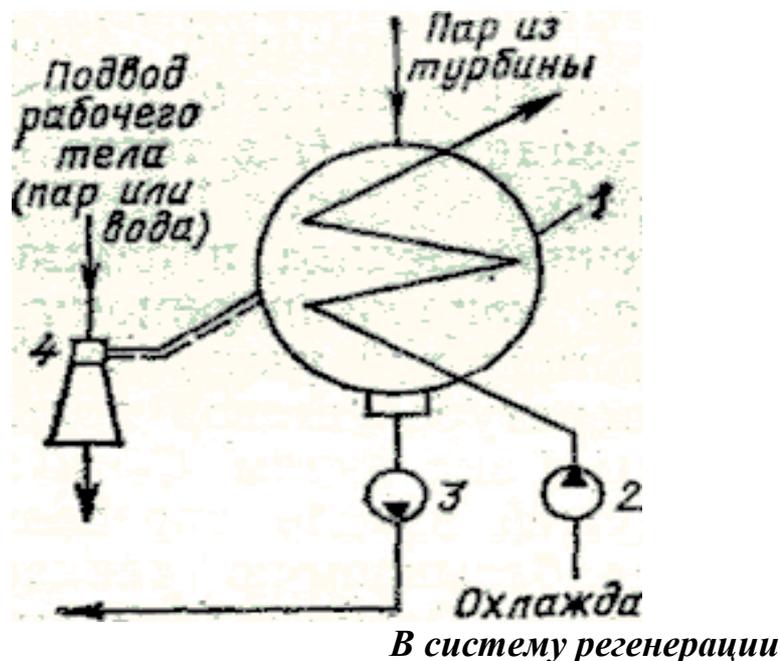


Рис. 23.1. Принципиальная схема конденсационной установки:  
 1 — конденсатор; 2 — циркуляционный насос; 3 — конденсатный насос;  
 4 — воздухоотсасывающее устройство

Схема простейшего поверхностного конденсатора водяного типа приведена на рис. 23.2. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками с конденсаторными трубками, выходящими своими концами в водяные камеры. Камеры разделяются перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В камере вода переходит во вторую секцию трубок, расположенную по высоте выше перегородки. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в камеру и через выходной патрубок направляется на слив. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара в конденсаторе создается низкое давление (вакуум). Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конденсаторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

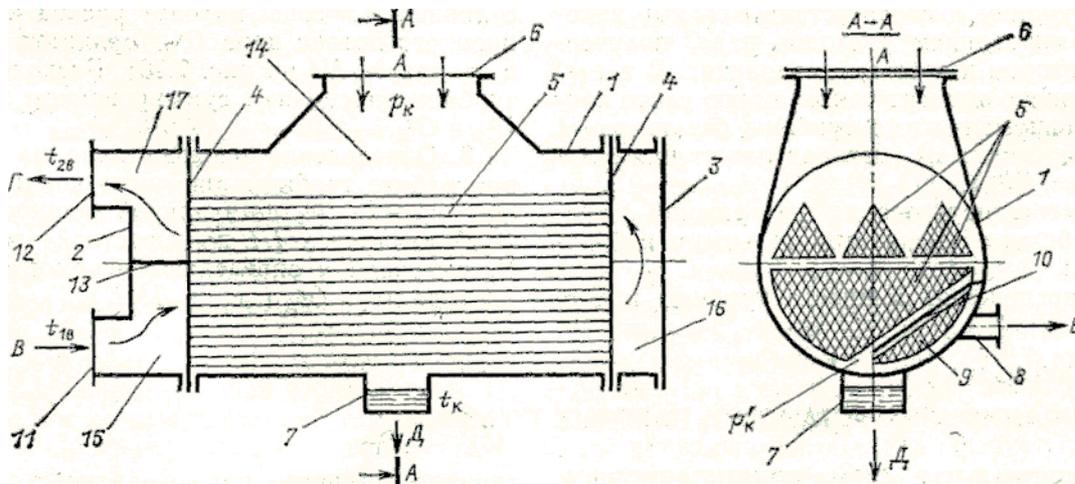


Рис. 23.2. Схема двухходового поверхностного конденсатора:

1 - корпус конденсатора; 2,3 - крышки водяных камер; 4 - трубная доска; 5 - конденсаторные трубки; 6-приемный паровой патрубок; 7 - конденсатосборник; 8 - патрубок отсоса паровоздушной смеси; 9 - воздухоохладитель; 10 - паронаправляющий щит; 11-входной патрубок; 12-выходной патрубок для воды, 13-разделительная перегородка; 14-паровое пространство конденсатора, 15-17-входная, поворотная и выходная камера охлаждающей воды, А-вход отработавшего пара; В - отсос паровоздушной смеси; В, Г- вход и выход охлаждающей воды; Д-отвод конденсата.

Удаление воздуха (паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой паровоздушной смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки отсеке конденсатора — воздухоохладителе.

### ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОНДЕНСАТОРЕ

В конденсатор поступает не чистый пар, а смесь пара с неконденсирующимися газами (в основном с воздухом), которую принято называть *паровоздушной смесью*. Отношение количества воздуха  $G_B$ , попадающего в конденсатор, к количеству конденсируемого пара  $G_K$  называют *относительным содержанием воздуха*  $\epsilon$ . Значение  $\epsilon$  зависит от качества монтажа и ухода за конденсационной установкой, ее типа, мощности, нагрузки, конструктивных размеров и других факторов.

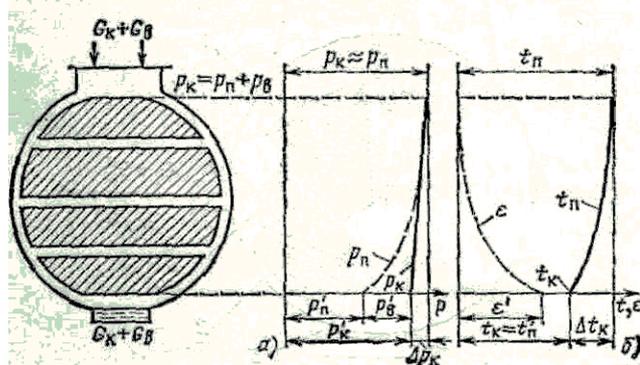


Рис. 23.3. Изменение параметров паровоздушной смеси в конденсаторе: а — изменение парциального давления пара  $p_n$  и давления в конденсаторе  $p_K$ ; б — изменение температуры пара  $t_n$  и относительного содержания воздуха  $\epsilon$ .

Естественно, что присутствие воздуха в конденсаторе отражается на тепловых процессах в нем. Рассмотрим влияние присосов воздуха на распределение парциальных давлений в конденсаторе. Предположим, что в конденсатор (рис. 23.3) при установившемся режиме поступает  $G_k$  пара и  $G_v$  воздуха при давлении  $p_k$  ( $p_k$  — давление в приемной трубке, которое называют давлением в конденсаторе). Применяя закон Дальтона к движущейся в конденсаторе паровоздушной смеси, можно получить давление в конденсаторе

$$p_k = p_n + p_v, \quad (23.1)$$

где  $p_n, p_v$  — парциальные давления пара и воздуха в паровоздушной смеси.

Связь между параметрами для воздуха и пара, образующих паровоздушную смесь, с достаточной точностью описывается характеристическими уравнениями

$$p_v V_v = G_v R_v T_v; p_n V_n = G_n R_n T_n, \quad (23.2)$$

где  $V_v, V_n$  и  $T_v, T_n$  — объем и температура протекающего в конденсаторе воздуха и пара,  $m^3/kg$  и  $K$ ;  $R_v = 0,287$  кДж/(кг·К);  $R_n = 0,4618$  кДж/(кг·К) — газовая постоянная воздуха и пара.

Разделив почленно уравнения (23.2) при  $V_v = V_n$  и  $T_v = T_n$  (объем и температура находящихся в смеси воздуха и пара соответственно равны между собой), можно получить:

$$p_v / p_n = 0,622 \varepsilon. \quad (23.3)$$

Совместным решением уравнений (23.1) и (23.3) устанавливается связь между парциальными давлениями пара и воздуха в паровоздушной смеси или зависимость парциального давления пара  $p_n$  от давления в конденсаторе  $p_k$  и относительного содержания воздуха  $\varepsilon$ :

$$p_n = p_k / (1 + 0,622 \varepsilon) \quad (23.4)$$

При входе в конденсатор относительное содержание воздуха очень мало и парциальное давление пара  $p_n$ , подсчитанное по (23.4), практически оказывается равным давлению в конденсаторе  $p_k$  (рис. 23.3,а). По мере движения паровоздушной смеси через конденсатор пар конденсируется и относительное содержание воздуха  $\varepsilon$  растет. Вследствие этого парциальное давление пара  $p_n$  в соответствии с (23.4) падает. Вместе с тем давление в нижней части конденсатора меньше, чем в верхней ( $p_k' < p_k$ ). Снижение давления при проходе через конденсатор необходимо для создания потока паровоздушной смеси. Перепад давлений на входе и выходе из конденсатора  $\Delta p_k = p_k - p_k'$  называется *паровым сопротивлением* конденсатора. В нижней части конденсатора парциальным давлением воздуха  $p_v$  нельзя пренебречь, так как оно в значительной мере повышается вследствие увеличения его плотности и относительного содержания в паровоздушной смеси.

В конденсатор поступает насыщенный пар с большей или меньшей степенью влажности. Между абсолютным давлением  $p_k$  и температурой пара в конденсаторе  $t_n$  существует термодинамическая зависимость  $t_n = f(p_k)$ : меньшему парциальному давлению пара соответствует меньшая температура насыщения. На рис. 23.3,б показаны график изменения температуры пара  $t_n$  и относительного содержания воздуха  $\varepsilon$  в конденсаторе.

По мере движения паровоздушной смеси и конденсации пара температура пара в конденсаторе уменьшается, так как снижается парциальное давление насыщенного пара. Это происходит из-за присутствия воздуха и возрастания его относительного содержания в паровоздушной смеси, а также наличия парового сопротивления конденсатора и снижения общего давления паровоздушной смеси. Особенно заметное влияние на температуру пара воздух оказывает в самом конце процесса конденсации.

Процесс конденсации пара в целом можно разбить на две части: *первая*, характеризующаяся отсутствием сколько-нибудь заметного влияния воздуха на температуру пара, и *вторая*, где это влияние начинает резко проявляться. Влияние воздуха во второй части процесса конденсации сказывается не только на понижении температуры пара, но еще и на характере самого процесса теплопередачи от паровоздушной смеси к охлаждающей воде.

Поскольку условия теплопередачи в начальной и конечной стадиях процесса конденсации различны, то для каждой из них в конденсаторе имеется своя теплообменная поверхность, сконструированная с учетом присущих ей особенностей: *зона массовой конденсации*, обеспечивающая протекание первой части процесса, при котором конденсируется основная масса пара при ничтожно малом изменении температуры, и *воздухоохладитель*, предназначенный для завершения процесса конденсации.

Следствием понижения парциального давления и температуры насыщенного пара из-за наличия воздуха и парового сопротивления конденсатора является *переохлаждение конденсата*, под которым понимают разность температуры насыщенного пара  $t_n$  при давлении паровоздушной смеси  $p_k$  на входе в конденсатор и температуры конденсата  $t_k$  при выходе из конденсатора  $\Delta t_k = t_n - t_k$  (рис. 23.3,б). *Переохлаждение конденсата* зависит от конструкции конденсатора, его нагрузки, температуры охлаждающей воды, состояния воздушной, циркуляционной и конденсатной систем, обслуживающих конденсатор. *Переохлаждение конденсата* приводит к потере теплоты, затрачиваемой на нагрев конденсата (используемого для питания котлов), а главное - сопровождается возрастанием количества растворенного в конденсате кислорода, вызывающего коррозию трубной системы регенеративного подогрева питательной воды котла. *Насыщение конденсата коррозионно-активными газами объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное поглощение газов из парогазовой смеси.* Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно при конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубки. Падающие с трубок капли и струйки конденсата подвергаются тепловому и механическому воздействию пара,двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсатосборника, капля конденсата, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов. Для возможно полного выделения и отвода газов с поверхности жидкости проводят разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник, слив конденсата в виде отдельных струй и другие

мероприятия.

Эффективным средством борьбы с явлением переохлаждения конденсата является установка воздухоохладителей. Рассмотрим процесс конденсации пара в конденсаторе с отдельным удалением конденсата и воздуха (рис. 23.4). Предположим, что при установившемся режиме в конденсатор поступает  $G_K$  насыщенного пара и  $G_B$  воздуха при давлении  $p_K$ , а из воздухоохладителя при давлении  $p_K'' = p_n'' + p_B''$  удаляется паровоздушная смесь, состоящая из  $G_B$  воздуха и  $G_K''$  насыщенного пара. Относительное содержание воздуха при входе в конденсатор  $\varepsilon = G_B / G_K$ , а в удаляемой паровоздушной смеси  $\varepsilon'' = G_B / G_K''$ .

Над поверхностью конденсата в конденсаторосборнике устанавливается давление  $p_K$ , а относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси составляет  $\varepsilon'$ . При наличии парового сопротивления движение паровоздушной смеси происходит вследствие разности давлений ее по ходу движения в конденсаторе ( $p_K'' < p_K' < p_K$ ). Так как конденсация пара заканчивается в воздухоохладителе, то относительное содержание воздуха в паровоздушной смеси при входе и выходе из конденсатора и воздухоохладителя различно ( $\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$ ). Таким образом, над поверхностью конденсата в конденсаторосборнике общее давление паровоздушной смеси выше, а относительное содержание воздуха меньше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсатора. Из выражения (23.4) видно, что парциальное давление пара  $p_n'$ , а следовательно, и соответствующая температура пара  $t_n'$  в смеси над уровнем конденсата в конденсаторосборнике будут также выше, чем в паровоздушной смеси, удаляемой из конденсата.

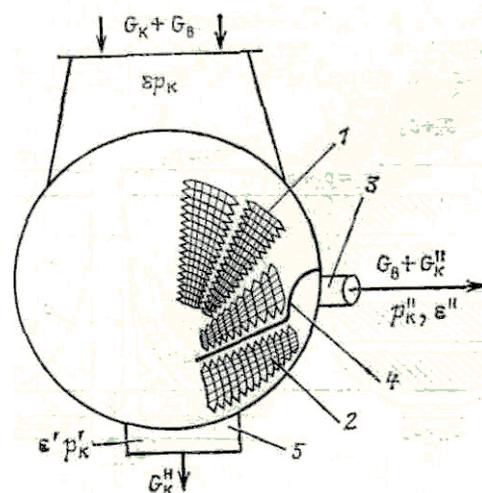


Рис. 23.4. Схема конденсатора с отдельным удалением конденсата и воздуха:

1 — трубный пучок; 2 — воздухоохладитель, 3 — отсос паровоздушной смеси; 4 — паронаправляющий щит; 5 — конденсаторосборник.

Температура конденсата  $t_K$ , находящегося в конденсаторосборнике, может быть равна температуре пара  $t_n'$ , а переохлаждение конденсата достигать 3-5°C. Для конденсаторов, в которых к конденсаторосборнику имеется свободный доступ пара (регенеративные конденсаторы),  $\Delta t_K = 0-1^\circ\text{C}$ , для других конденса-

торов  $\Delta t_k = 3-5^\circ\text{C}$ .

Из выражений (23.2) следует, что чем ниже температура и больше парциальное давление воздуха в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, тем меньше ее объем и количество пара, удаляемого вместе с воздухом, а следовательно, ниже производительность воздухоотсасывающего устройства и затраты энергии на него. В связи с этим температуру паровоздушной смеси перед удалением ее из конденсатора стремятся по возможности снизить в воздухоохладителе при минимальном переохлаждении конденсата.

## ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОНДЕНСАТОРА

Потери теплоты корпусом конденсатора от излучения в окружающую среду вследствие низких температур ничтожны. Поэтому можно считать, что практически вся теплота, освобождающаяся при конденсации пара, передается охлаждающей воде. Тогда баланс теплоты поверхностного конденсатора может быть составлен в виде

$$G_k (h_k - h_k') = W (t_{2в} - t_{1в}) c_v, \quad (23.5)$$

где  $h_k$  — энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг;  $h_k' = c_v t_k$  — энтальпия конденсата, кДж/кг;  $c_v = 4,19$  кДж/(кг·°C) — теплоемкость воды;  $W$  — расход охлаждающей воды, кг/с;  $t_{1в}$ ,  $t_{2в}$  — температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, °C.

Значения  $G_k$ ,  $h_k$  определяют при расчете турбины. Температуру конденсата принимают

$$t_k = t_n - \Delta t_k, \quad (23.6)$$

где  $t_n$  — температура насыщения пара, соответствующая его давлению при входе в конденсатор.

Разность  $\Delta t_v = t_{2в} - t_{1в}$  называют *нагревом охлаждающей воды* в конденсаторе. Для одноходовых конденсаторов  $\Delta t_v = 6-7^\circ\text{C}$ ; двухходовых конденсаторов  $\Delta t_v = 7-9^\circ\text{C}$ ; трех- и четырехходовых конденсаторов  $\Delta t_v = 10-12^\circ\text{C}$ .

Температура охлаждающей воды при входе в конденсатор  $t_{1в}$  принимается равной 10, 12, 15, 20 и 25 °C в зависимости от географического местонахождения и системы водоснабжения электростанции.

В зависимости от температуры охлаждающей воды принимают расчетное абсолютное давление отработавшего пара  $p_k$ : для  $t_{1в} = 10^\circ\text{C}$   $p_k = 2,8-3,4$  кПа; для  $t_{1в} = 15^\circ\text{C}$   $p_k = 3,8-4,8$  кПа; для  $t_{1в} = 20-25^\circ\text{C}$   $p_k = 5,9-6,8$  кПа.

Отношение  $m = W/G_k$  называют *кратностью охлаждения*. Из (23.5) следует, что

$$m = W/G_k = (h_k - c_v t_k) / (t_{2в} - t_{1в}) c_v = (h_k - h_k') / \Delta t_v c_v \quad (23.7)$$

Здесь разность энтальпий  $(h_k - h_k')$  представляет собой в основном теплоту парообразования и мало изменяется для различных типов турбин (в среднем равна 2200 кДж/кг). Тогда из (23.7) следует, что нагрев охлаждающей воды  $\Delta t_v$  изменяется обратно пропорционально кратности охлаждения: чем больше  $m$ , тем меньше  $\Delta t_v$  и тем ниже может быть давление в конденсаторе. Однако при увеличении кратности охлаждения возрастает расход охлаждающей воды и увеличиваются затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Оптимальная кратность охлаждения находится в следующих пределах:

для одноходовых конденсаторов  $m = 80-120$ , двухходовых  $m = 60-70$ , трех- и четырехходовых  $m = 40-50$ .

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Задачей теплового расчета конденсатора является определение *площади поверхности теплопередачи*, необходимой для достижения заданного давления на выходе из турбины.

При инженерных расчетах требуемая площадь поверхности охлаждения конденсатора  $F_k$  определяется из уравнения теплообмена между паром и охлаждающей водой

$$Q_k = k_k \Delta t F_k \quad (23.8)$$

где  $k_k$  — средний коэффициент теплопередачи конденсатора, Вт/м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t$  — средняя разность температур между паром и водой, °С:

$$\Delta t = \Delta t_g / \ln[(\Delta t_g + \delta t) / \delta t] \quad (23.9)$$

$\delta t = t_{п} - t_{в}$  — недогрев воды в конденсаторе (температурный напор на выходе из конденсатора), °С;  $t_{п}$  — температура пара, поступающего в конденсатор, °С.

Значение  $\delta t$  зависит от паровой нагрузки конденсатора  $d_k = G_k / F_k$ , чистоты его поверхности, воздушной плотности, температуры и скорости охлаждающей воды. В конденсаторах поверхностного типа  $\delta t = 5-10$ °С, большие значения  $\delta t$  относятся к одноходовым конденсаторам.

Точность теплового расчета конденсатора определяется достоверностью оценки коэффициента теплопередачи  $k_k$ , зависящего от многих факторов, характеризующих условия работы конденсатора, основными из которых являются: паровая нагрузка конденсатора, скорость движения воды в трубках, температура охлаждающей воды, диаметр трубок, число ходов конденсатора, состояние плотности вакуумной системы, состояние охлаждающей поверхности и др.

Наиболее распространенной в настоящее время зависимостью для определения среднего коэффициента теплопередачи в конденсаторе является формула Л. Д. Бермана, составленная на основании испытаний промышленных конденсаторов и учитывающая взаимосвязь и влияние на коэффициент теплопередачи различных факторов:

$$k_k = 4070a (1,1 \omega_b / d_2^{0,25})^x \cdot [1 - 0,42 \sqrt{a(35 - t_{1в})^2 / 10^3}] \Phi_z \Phi_d \quad (23.10)$$

где  $a$  — коэффициент чистоты, учитывающий влияние загрязнения поверхности ( $a = 0,65-0,85$ );  $x = 0,12 a (1 + 0,15 t_{1в})$ ;

$\omega_b$  — скорость охлаждающей воды в трубках ( $\omega_b = 1,5-2,5$  м/с);

$d_2$  — внутренний диаметр трубок, мм;

$t_{1в}$  — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, °С;

$\Phi_z$  — коэффициент, учитывающий влияние числа ходов воды  $z$  в конденсаторе,  $\Phi_z = 1 + (z - 2) (1 - t_{1в} / 35) 10^{-1}$ ;

$\Phi_d$  — коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора  $d_k = G_k / F_k$ ,  $\Phi_d = 1$  при паровых нагрузках от номинальной  $d_k^{ном}$  до  $d_k^{гп} = (0,9 - 0,012 t_{1в}) d_k^{ном}$ ; если  $d_k < d_k^{гп}$ , то  $\Phi_d = \delta (2 - \delta)$ , здесь  $\delta = d_k / d_k^{гп}$ .

Заканчивается тепловой расчет определением основных геометрических

размеров конденсатора (длины и числа конденсаторных трубок, диаметра трубной доски) и определением его парового и гидравлического сопротивления.

Количество трубок в конденсаторе

$$n = 4Wz / (\pi \omega_b d_2^2). \quad (23.11)$$

Длина конденсаторных трубок, равная расстоянию между трубными досками,

$$L = F_k / (\pi d_1 n). \quad (23.12)$$

Условный диаметр трубной доски

$$D_y = d_1 \sqrt{n / u_{тр}} \quad (23.13)$$

Отношение  $L/D_y$  должно находиться в пределах 1,5-2,5. В формулах (23.11)—(23.13) приняты следующие обозначения:

$d_1$  и  $d_2$  — наружный и внутренний диаметр конденсаторных трубок, м (наиболее часто применяют трубки диаметром  $d_1/d_2$ , мм: 16/14, 19/17, 24/22, 25/23, 28/26, 30/28);

$W$  — расход охлаждающей воды, м<sup>3</sup>/с;

$\omega_b$  — скорость охлаждающей воды в трубках, м/с (принимается в пределах 1,5—2,5 м/с);

$z$  — число ходов охлаждающей воды (принимается в зависимости от конструктивных и экономических соображений, условий водоснабжения, мощности установки, кратности охлаждения и других факторов);

$u_{тр}$  — коэффициент использования трубной доски, принимаемый для конденсаторов современных турбин равным 0,22—0,32.

*Гидравлическое сопротивление* конденсатора  $H_k$ , Па (разность давлений охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора), состоит из сопротивлений течения воды в трубках  $h_1$ , на входе и выходе из трубок  $h_2$  и водяных камер  $h_3$

$$H_k = z (h_1 + h_2) + h_3 = z (\lambda L / d_2 + \xi) \rho_b \omega_b^2 / 2 + \rho_b \omega_{b,п}^2 / 2. \quad (23.14)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения при движении воды в трубках ( $\lambda=0,025-0,037$ );  $\xi$  — коэффициент, учитывающий способ крепления конденсаторных трубок в трубной доске ( $\xi=1,0-1,5$ );

$\rho_b$  — плотность охлаждающей воды, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{b,п}$  — скорость воды в входных и выходных патрубках, примерно равная (0,15-0,30)  $\omega_b$ , м/с.

Гидравлическое сопротивление конденсаторов турбин высокого давления составляет 25-40 кПа, а для турбин мощностью 300 МВт и выше 35-40 кПа.

Паровое сопротивление конденсатора  $\Delta p_k$  из-за сложного характера течения пара в межтрубном пространстве, сопровождающегося процессами конденсации, определить аналитически сложно. Оно может быть оценено лишь приблизительно на основании экспериментальных данных, получаемых на однотипных конденсаторах. Паровое сопротивление зависит от конструкции трубного пучка, скорости пара в межтрубном пространстве, гидродинамики потока и других факторов. В конденсаторах современных мощных турбин ( $N_s=160—1200$  МВт) паровое сопротивление составляет 270—410 Па.

**Лекція 24.** Конструкція конденсаторів. Повітряні, конденсатні та циркуляційні насоси.

### КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Наиболее ответственной деталью конденсатора являются *конденсаторные трубки*. Одним из основных требований, предъявляемых к ним, является стойкость против коррозии, и поэтому их изготавливают из сплавов цветных металлов на основе меди, латуни, а также хромоникелевой нержавеющей стали.

Совокупность конденсаторных трубок, на которых осуществляется конденсация пара, называется *трубным пучком*. К компоновке трубного пучка предъявляют следующие требования:

- максимально возможное увеличение площади «живого» сечения для прохода пара; создание постоянной скорости протекания пара;
- организация наиболее короткого и прямого пути паровоздушной смеси к месту отсоса;
- улавливание и отвод конденсата на промежуточных уровнях по высоте пучка;
- создание «зеркала» конденсата на дне конденсатора;
- свободный доступ пара в нижнюю часть конденсатора под трубный пучок к месту сбора конденсата и др.

При компоновке трубный пучок разбивают на две части:

- *основной пучок*, в котором происходит массовая конденсация пара при практически отсутствующем относительном содержании воздуха,
- *пучок воздухоохладителя*, где конденсация происходит с меньшей скоростью, а образующийся конденсат переохлажден.

Общей особенностью компоновки трубного пучка конденсаторов современных паровых турбин (рис. 24.1) является выполнение его *в виде ленты, свернутой симметрично относительно вертикальной оси*, с глубокими проходами в пучке для направления пара к возможно большей части поверхности теплообмена. Ленточная компоновка увеличивает периметр входной части основного пучка и снижает скорость натекания пара на трубки, чем достигается уменьшение парового сопротивления конденсатора.

В целях снижения температуры паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, к пучку воздухоохладителя смесь поступает только после прохождения основного пучка. Кроме того, к трубкам воздухоохладителя подводится охлаждающая вода низкой температуры (из первого хода).

При ленточной компоновке трубного пучка организуется свободный доступ к зеркалу конденсата в конденсатосборнике, что обеспечивает подогрев конденсата и относительно малое его переохлаждение. Кроме того, для предотвращения переохлаждения конденсата и снижения парового сопротивления конденсат в трубном пучке улавливается и отводится с помощью перегородок.

Собранный конденсат сливается в конденсатосборник струями у трубных досок и перегородок.

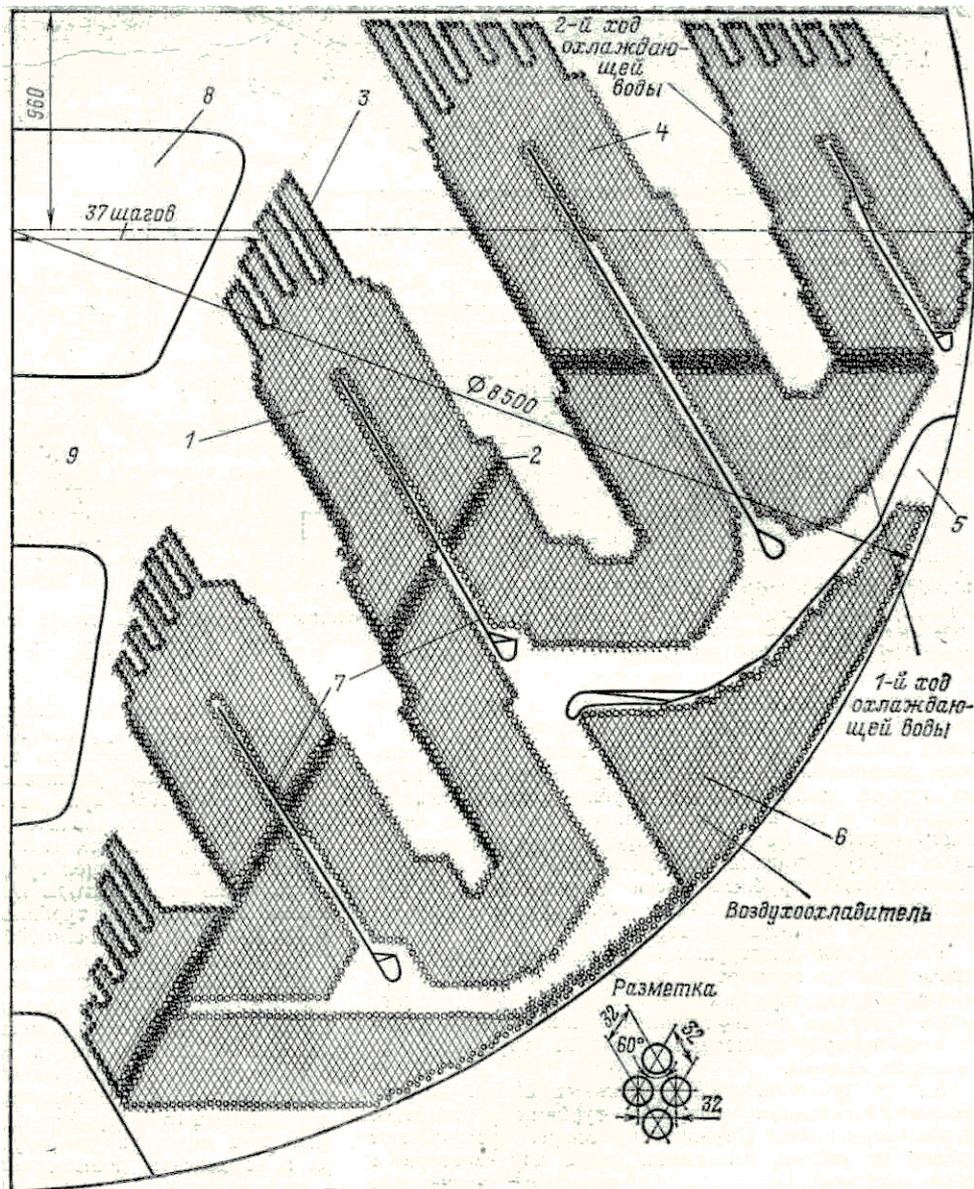


Рис. 24.1. Компоновка трубного пучка:

1 — основной пучок; 2 — сливные трубки; 3 — первый ряд трубок; 4 — трубки основного пучка; 5 — отсос паровоздушной смеси; 6 — пучок воздухоохладителя; 7 — паронаправляющие и конденсатоудаляющие перегородки (щиты); 8 — окна в промежуточных трубных досках; 9 — промежуточная трубная доска.

Конденсаторные трубки крепятся в *трубных досках*. Методы крепления конденсаторных трубок в досках должны обеспечивать плотность и долговечность соединения. В конденсаторах современных паровых турбин конденсаторные трубки обоими концами закреплены в трубных досках развальцовкой. В целях предотвращения опасной для прочности трубок вибрации и предупреждения их провисания устанавливают промежуточные трубные доски (перегородки). Трубные доски и перегородки чаще всего крепят к корпусу конденсатора с помощью сварки.

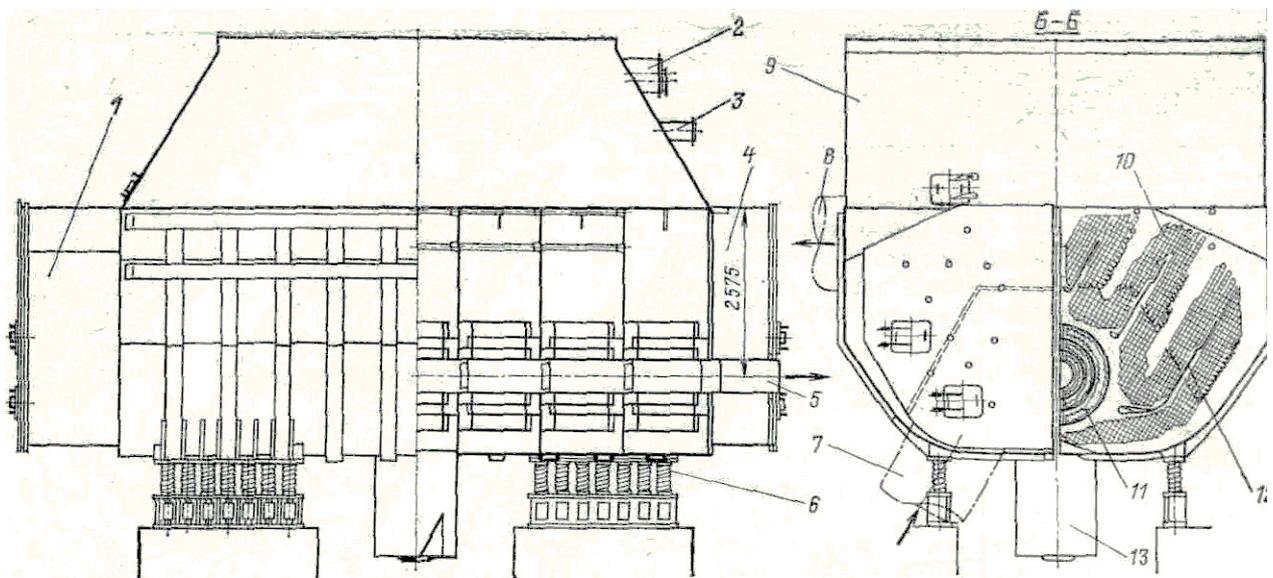


Рис. 24.2. Конденсатор К-7520 ХТЗ

1, 4 — передняя и задняя водяные камеры, 2—сбросное устройство; 3—трубопровод отбора пара, 5 — отсос паровоздушной смеси, 6—пружинная опора, 7, 8—подвод и отвод охлаждающей воды, 9—горловина, 10—трубный пучок, 11—воздухоохладитель, 12—паровые щиты, 13 — конденсатосборник.

Рассмотрим конструкцию конденсатора поверхностного типа (рис 24.2). Корпус конденсатора выполнен сварным из стальных листов. Снаружи и изнутри корпус имеет ребра жесткости. К корпусу приварена горловина, трубные доски и водяные камеры.

Корпус установлен на пружинных опорах и прикреплен к выходному патрубку турбины с помощью фланца горловины. Пружинные опоры разгружают турбину от усилий, вызванных весом конденсатора, а также обеспечивают свободное тепловое расширение выходного патрубка и конденсатора в вертикальном направлении.

Основной трубный пучок конденсатора ленточной конструкции. Трубный пучок воздухоохладителя выполнен в виде коаксиальных цилиндров. Отсос паровоздушной смеси осуществляют через заднюю водяную камеру. Организация потоков паровоздушной смеси к воздухоохладителю выполнена с помощью паровых щитов, которые наряду со сливными трубками служат для промежуточного сбора конденсата и его отвода.

Охлаждающая вода в конденсатор подается двумя отдельными потоками (на рис. 24. 2 показан один поток), что позволяет проводить чистку трубок отдельных потоков без останова турбины. Конденсатор имеет сбросное устройство, обеспечивающее прием пара при пуске и резких сбросах нагрузки. В горловине конденсатора имеется полость, соединенная с отбором пара, используемым для подогрева конденсата.

Конденсаторы паровых турбин АЭС характеризуются большей площадью поверхности теплообмена по сравнению с аналогичной поверхностью конденсаторов турбин той же мощности, но установленных на ТЭС.

Например, суммарная площадь поверхности охлаждения конденсатора турбины К-500-65/3000 ХТЗ составляет 40500 м<sup>2</sup>, а конденсатора турбины К-

500 240 ХТЗ-23 050 м<sup>2</sup>. Однако увеличенная поверхность конденсаторов турбин АЭС при частоте вращения ротора  $n=50\text{с}^{-1}$  не создает значительных трудностей при их конструировании, так как габариты выхлопного патрубка ЦНД и число выхлопов турбин АЭС позволяют разместить такие конденсаторы при их подвальном расположении поперек оси турбины (турбоустановки типов К-70, К-220-44, К-500-65/3000).

Тепловые процессы, происходящие в конденсаторах турбин АЭС, работающих по двухконтурной схеме, такие же, как и в конденсаторах турбин, установленных на ТЭС. В связи с этим методики теплового и гидравлического расчетов таких конденсаторов, требования к технологии их изготовления, применяемые материалы такие же, как и для конденсаторов турбин ТЭС.

Конденсаторы турбин одноконтурных АЭС рассчитывают и конструируют с учетом радиоактивности пара и конденсата, повышенного содержания в паре неконденсирующихся газов в виде гремучей смеси, образующейся в реакторе в результате радиолиза воды. Предусматривают также дополнительные меры по обеспечению плотности соединений в местах крепления конденсаторных трубок в трубных досках.

Конденсаторы турбин АЭС в общем случае конструктивно включают в себя те же элементы, что и конденсаторы турбин ТЭС корпус, внутри которого расположены конденсаторные трубки, водяные камеры, отделенные от трубного пространства трубными досками, конденсатосборник, а также дополнительные устройства, улучшающие работу конденсатора (паронаправляющие щиты, деаэрационное устройство и пр.).

## ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Воздухоотсасывающие устройства предназначены для удаления паровоздушной смеси из конденсатора и циркуляционной системы и поддержания необходимого вакуума. В паротурбинных установках применяют следующие типы воздухоотсасывающих устройств *пароструйные* и *водоструйные эжекторы* и *центробежные воздушные насосы*.

*Подвод рабочего тела (пар или вода)*

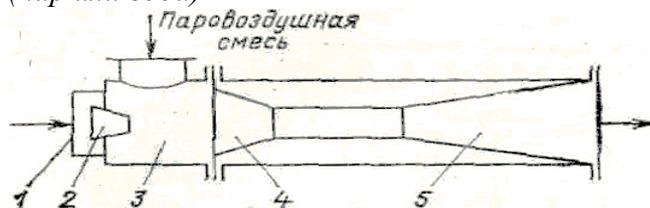


Рис. 24.3. Принципиальная схема эжектора:

1 — приемная камера; 2 — суживающееся сопло; 3 — камера смешения; 4 — суживающаяся часть канала; 5 — диффузор.

Принципиальная схема работы эжектора изображена на рис. 24.3. Рабочее тело (пар—в пароструйном эжекторе, вода—в водоструйном) подается под давлением в приемную камеру, откуда через суживающееся сопло (или несколько сопел) с большой скоростью направляется в камеру смешения, соединенную с паровым пространством конденсатора. Струя рабочего тела (па-

ра или воды), обладая большой кинетической энергией, увлекает за собой паровоздушную смесь из камеры в суживающуюся часть канала переменного сечения и далее поступает в диффузор, в котором происходит торможение потока и преобразование кинетической энергии в потенциальную. Вследствие этого давление на выходе из диффузора превышает атмосферное и происходит постоянное удаление паровоздушной смеси из конденсатора.

Самое широкое распространение в паротурбинных установках получили пароструйные эжекторы, которые выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми. Одноступенчатые эжекторы создают разрежение до 0,073—0,080 МПа и применяются в качестве пусковых (для быстрого отсоса воздуха из конденсатора при пусках турбины). Двух- и трехступенчатые эжекторы создают более глубокое разрежение и применяются в качестве рабочих, обеспечивая устойчивую и надежную работу турбины при глубоком вакууме. В последних конструкциях пароструйных эжекторов имеются приборы для измерения количества отсасываемого воздуха, что позволяет контролировать воздушную плотность конденсатора.

Схема двухступенчатого пароструйного эжектора изображена на рис. 23.4. Отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь поступает в приемную камеру первой ступени эжектора и далее через диффузор направляется в холодильник, где происходит конденсация пара. Образовавшийся конденсат удаляется в конденсатор, а неконденсирующиеся газы с примесью пара попадают во вторую ступень эжектора. Через патрубок газы (выпар) из холодильника второй ступени удаляются в атмосферу, а конденсат перепускается в холодильник первой ступени (линия 9) и затем в конденсатор (линия 10). Рабочее тело в двухступенчатом эжекторе практически не теряется.

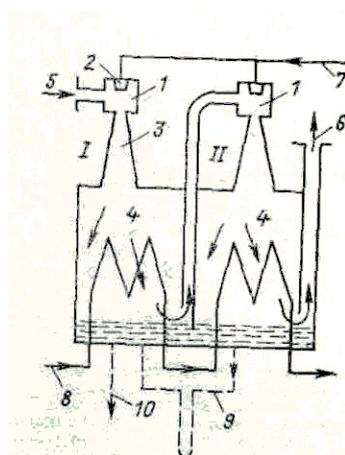


Рис. 23.4. Принципиальная схема двухступенчатого пароструйного эжектора:

*I, II* - первая и вторая ступени эжектора; *1* - приемная камера; *2* - сопло; *3* - диффузор; *4* - холодильник; *5* - вход паровоздушной смеси; *6* - выхлоп эжектора; *7* - подвод рабочего пара; *8* - вход охлаждающей воды; *9* - сброс дренажа; *10* - отвод дренажа в конденсатор.

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов, приводящими к ухудшению вакуума в турбине, являются: малый расход рабочего пара из-за засорения сопел эжектора или падения давления

рабочего пара; повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников эжекторов или уменьшения расхода воды через них рециркуляция воздуха между ступенями эжектора и между первой ступенью эжектора и конденсатором при наличии неплотностей в перегородках между ступенями и другие факторы.

Аварийные случаи в работе пароструйных эжекторов связаны с их «запариванием» либо с «захлебыванием». «Запаривание» — это нарушение нормальной работы пароструйного эжектора, возникающее вследствие неполной конденсации пара в холодильниках эжекторов при недостаточном расходе через них конденсатора. «Захлебывание» эжекторов — переполнение их охладителей конденсатом вследствие неудовлетворительной работы системы сброса конденсата в конденсатор.

В последнее время все большее применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода в количестве 5—7%. Водяные эжекторы могут создавать более глубокий вакуум, чем пароструйные. Однако отсасываемый пар и его теплота теряются бесполезно.

## **ВОЗДУШНАЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТЬ КОНДЕНСАТОРА**

*Воздушная плотность* конденсатора характеризуется присосами воздуха в паровое пространство. Согласно Правилам технической эксплуатации электрических станций и сетей присосы воздуха при номинальной нагрузке турбины мощностью 50, 100, 200, 300, 500 и 800 МВт не должны превышать соответственно 10, 15, 20, 30, 40, 60 кг/ч.

Присутствие воздуха в паровом пространстве конденсатора существенно ухудшает условия теплообмена между конденсирующимся паром и охлаждающей водой, приводит к росту парового сопротивления конденсатора, снижению температуры пара в конденсаторе и как следствие к переохлаждению конденсата. Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузки воздухрудалющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине, а также падение деаэрирующей способности конденсатора и повышение насыщения конденсата кислородом. Повышение содержания кислорода в питательной воде увеличивает коррозию элементов, входящих в водяной тракт от конденсатора до деаэратора. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного тракта помимо разрушения металла вызывает занос трубок котла и проточной части турбины оксидами железа, меди и другими соединениями. Особенно недопустимо проникновение воздуха в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированных, вызывают резкое повышение содержания кислорода в конденсате. В связи с этим при нахождении мест присосов воздуха в вакуумной системе установки особенно тщательно следует исследовать участки, находящиеся под уровнем конденсата. Местами проникновения кислорода могут быть неплотности в сварных соединениях конденсатосборника, в фланцевых соединениях

конденсатосборника, в фланцевых соединениях конденсаторов, в сальниковых уплотнениях насосов, корпусах насосов. Применение обычной водозапорной арматуры на конденсатных линиях, находящихся под разрежением, не должно допускаться.

Гидравлическая плотность конденсатора характеризуется присосами охлаждающей воды. Практически определить расход присосов трудно, и поэтому о гидравлической плотности конденсатора судят по жесткости конденсата, которая не должна превышать 0,5 мкг·эquiv/кг для прямоточных котлов и энергоблоков АЭС и находиться в пределах от 10 до 1 мкг·эquiv/кг для котлов с естественной циркуляцией и давлением от 4 до 10 МПа.

Гидравлическая плотность конденсатора обеспечивается правильным выбором материала конденсаторных трубок и конструктивными мероприятиями, исключающими возможность попадания циркуляционной воды в паровое пространство конденсатора в местах разъемных соединений конденсатора, вальцовочных креплений трубок в трубных досках и в самих трубках, подверженных различным механическим, эрозионным и коррозионным повреждениям.

Наиболее опасны с точки зрения ухудшения гидравлической плотности механические повреждения трубок, так как обрыв даже одной трубки приводит к необходимости снижения нагрузки или в отдельных случаях к аварийному останову турбины. *Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость, эрозия периферийных трубок, эрозия трубок в местах подвода дренажей, некачественная вальцовка и стирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки и др.* Предотвращение поломок трубок от вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса. Для предотвращения эрозии иногда целесообразно в первом по ходу пара ряду пучков установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию капель. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойких материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

*Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может явиться следствием воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде.* Радикальным средством борьбы с этой коррозией является правильный выбор материалов трубки в зависимости от охлаждающей воды. Так, если солесодержание охлаждающей воды превышает 300 мг/кг, рекомендуется применять конденсаторные трубки из латуни Л 68, а при большем солесодержании конденсата — из латуни ЛО 70-1. Коррозии с паровой стороны может подвергаться лишь небольшое количество трубок в области воздухоохладителя, где сильно возрастает концентрация газов в паровоздушной смеси. Этот участок труб рекомендуется изготавливать из нержавеющей сталей.

Требования к гидравлической плотности конденсаторов вызывают необходимость уделять значительное внимание вопросам дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения

является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений не представляется возможным. Особенно сложно решается этот вопрос применительно к конденсаторам мощных турбин на сверхкритические параметры пара, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках достаточно жесткие.

Наиболее часто в конденсаторах для предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности в местах вальцовочных соединений (рис. 24.5):

- 1) применяют двойные трубные доски (рис 24.5,а);
- 2) устраивают соленые отсеки в паровом пространстве конденсатора (рис. 24.5,б);
- 3) увеличивают толщину основных трубных досок,
- 4) наносят уплотняющие покрытия на трубные доски и выступающие концы конденсаторных трубок со стороны водяных камер;
- 5) выполняют отверстия в трубных досках с кольцевыми или винтообразными канавками и т. п.

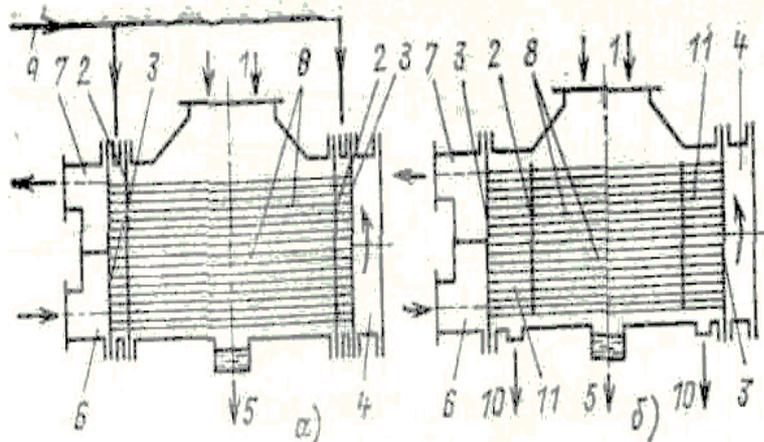


Рис. 24.5. Схема двухходового конденсатора с двойными трубными досками (а) и с «солеными» отсеками (б):

1—вход пара, 2, 3 — дополнительная и основная трубные доски, 4—поворотная камера охлаждающей воды, 5—отвод основного конденсата; 6, 7—входная и выходная камеры охлаждающей воды, 8—конденсаторные трубки, 9—подача конденсата или обессоленной воды из верхнего бачка, 10 — отвод конденсата «соленых» отсеков; 11 — «соленый» отсек.

В первом случае (рис. 24.5,а) в пространство, создаваемое двойными трубными досками, подается конденсат с давлением, превышающим давление охлаждающей воды. Это усложняет конструкцию и затрудняет ремонт конденсатора, а конденсат, перетекающий в линию охлаждающей воды, безвозвратно теряется.

В схеме с солеными отсеками (рис. 24.5,б) циркуляционная вода, проникающая через неплотности вальцовочных соединений, попадает в отсек, образованный основной и дополнительной трубными досками, и удаляется дренажным насосом с некоторым количеством конденсата.

Устройство соленых отсеков дает возможность при возникновении течи в трубных досках обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в соленом отсеке можно судить о появлении весьма умеренных присосов, которые в обычных условиях не прослеживаются. В целях исключения попадания охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора через неплотности разъемных соединений конденсатора производят их уплотнение (рис. 24.6).

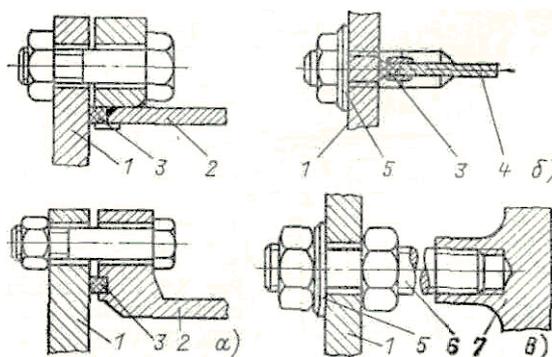


Рис. 24.6. Уплотнение разъемных соединений конденсатора:

*а* - уплотнение крышек водяных камер; *б* - уплотнение разделительной перегородки; *в* - уплотнение анкерного болта водяной камеры, 1 - крышка водяной камеры; 2 - стенка водяной камеры, 3 - уплотняющий резиновый шнур, 4 - перегородка; 5-уплотняющая подмотка; 6-анкерная шпилька; 7 - трубная доска.

Трубные доски и боковые стенки водяных камер приваривают к корпусу конденсатора. Крышки водяных камер, которые нецелесообразно крепить к стенкам водяных камер сваркой из-за необходимости доступа к трубным доскам, уплотняют резиновым прямоугольным шнуром (рис. 24.6,а) и большим количеством стягивающих болтов. Аналогичным образом уплотняют перегородки водяных камер (рис. 24.6,б) при организации нескольких ходов воды. На крышки водяных камер действуют большие усилия от давления охлаждающей воды. Для того чтобы не делать крышки толстыми, в водяных камерах устанавливают анкерные связи (рис. 24.6,в). На трубных досках выполнены приливы, в которые ввинчены анкерные шпильки. Для уплотнения отверстия в крышке служит специальная подмотка.

## ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Основными показателями работы конденсационной установки, характеризующими состояние оборудования при заданных условиях эксплуатации, являются: давление пара в конденсаторе  $p_k$ , температурный напор конденсатора  $\delta t$  и нагрев воды  $\Delta t_w$ .

Зависимость  $p_k$  от температуры охлаждающей воды на входе  $t_{1в}$ , паровой нагрузки конденсатора  $d_k$  и расхода охлаждающей воды  $W$  называется *характеристикой конденсатора*. Точную характеристику конденсатора можно построить только на основании экспериментальных данных.

Для построения расчетной характеристики конденсатора используют

выражение

$$t_{п} = t_{1в} + \Delta t_{в} + \delta t. \quad (24.1)$$

Значения  $t_{1в}$  и  $\Delta t_{в}$  принимают:  $t_{1в} = 10-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\Delta t_{в} = 6-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температурный напор  $\delta t$  определяют по приближенной формуле А. В. Щегляева

$$\delta t = n (31,5 - t_{1в})^{-1} (d_{к} + 7,5), \quad (24.2)$$

где  $n$  — коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора ( $n=5-7$ ). Значение коэффициента  $n$  принимают или устанавливают решением обратной задачи по формуле (24.2) при известных условиях (например, для номинального режима).

По температуре  $t_{в}$  и таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара находят давление в конденсаторе  $p_{к}$ . На рис. 24.7 в качестве примера представлена характеристика конденсатора типа 300КЦС-1 турбины К-300-240 ЛМЗ.

Эксплуатационный контроль над работой конденсационной установки и состоянием конденсатора осуществляют сопоставлением измеренных в условиях эксплуатации фактических значений с определенными по характеристике конденсатора (рис. 24.7) нормативными значениями  $p_{к}$ . Повышение  $p_{к}$  по сравнению с нормативным значением при одинаковых режимах указывает на то, что турбоустановка работает с перерасходом теплоты или при заданном расходе пара ее мощность будет ниже номинальной.

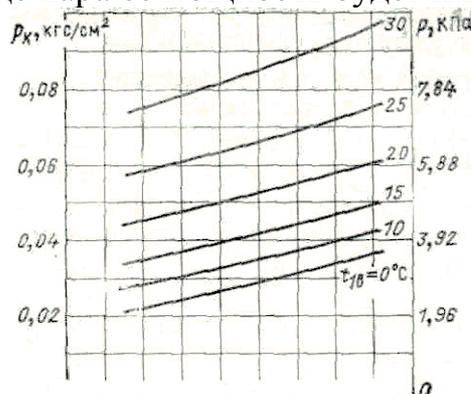


Рис. 24.7 Характеристика конденсатора турбины мощностью 300 МВт.

Для определения причин ухудшения вакуума можно воспользоваться уравнением (24.1) и зависимостями  $\delta t = f(G_{к}, t_{1в})$  и  $\Delta t_{в} = f(G_{к}, W)$ , общий вид которых изображен на рис. 24.8. При заданной температуре охлаждающей воды на входе и паровой нагрузке конденсатора основными причинами повышения давления  $p_{к}$  являются увеличение нагрева воды  $\Delta t_{в}$  и температурного напора  $\delta t$ . Увеличение  $\Delta t_{в}$  указывает на недостаток расхода охлаждающей воды и уменьшение вследствие этого кратности охлаждения. Увеличение  $\delta t$  свидетельствует об ухудшении условий теплообмена в конденсаторе, что может быть вызвано увеличением подсосов воздуха в вакуумную систему, ухудшением работы воздухоотсасывающих устройств, загрязнением поверхности охлаждения конденсатора и другими причинами.

Кроме того, для эксплуатационного контроля и анализа работы

конденсационной установки измеряют ряд других параметров: температуру и давление охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, нагрузку конденсатора, температуру конденсата на выходе, давление пара перед соплами эжектора, солесодержание конденсата и др.

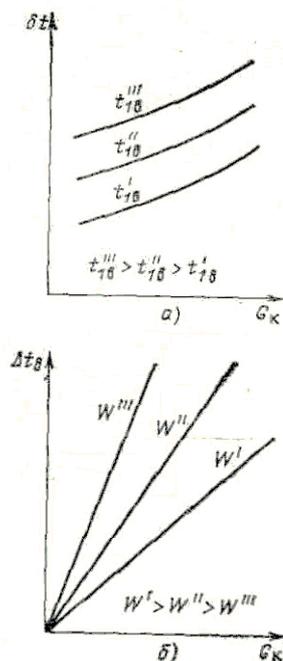


Рис. 24.8. Изменение температурного напора  $\delta t$  и нагрева охлаждающей воды  $\Delta t_в$  в конденсаторе: а-  $\delta t = f(G_k, t_{1в})$ ; б-  $\Delta t_в = f(G_k, W)$ .

*При эксплуатации конденсационной установки должны проводиться:*

контроль над чистотой поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора;

профилактические мероприятия по предотвращению загрязнения конденсатора для поддержания нормативного температурного напора;

периодические чистки конденсатора при увеличении давления в конденсаторе на 0,5 % по сравнению с давлением по нормативной характеристике;

контроль над расходом охлаждающей воды на конденсатор и поддержание его в соответствии с температурой охлаждающей воды и нагрузкой;

периодическая проверка плотности вакуумной системы и ее уплотнение;

контроль над водяной плотностью конденсатора путем химических анализов конденсата;

контроль над содержанием кислорода после конденсатных насосов.