МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГОСИСТЕМ

РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБИН ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

СПО
СОЮЗТЕХЭНЕРГО
Москва 1982

gost.e-ecolog.ru

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР
ГЛАВНОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ

УДК 621.175.001.24(083.96)

ИЗВЕЩЕНИЕ ОБ ИЗМЕНЕНИИ № 1
"РУКОВОДЯЩИХ УКАЗАНИЙ ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ МОЩНЫХ ТУРБИН ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ"
(М.: СПО Союзтехэнерго, 1982)

УТВЕРЖДЕНО Главным научно-техническим управлением энергетики и электрификации 21.03.88 г.

Заместитель начальника А.П.БЕРСЕНЕВ

До 01.09.88 г.:

1. На обложке и титульном листе после названия документа проставить его обозначение: РД 34.30.104-81.

2. На 2-й странице обложки написать "Проверено в 1988 г.".

3. На стр.4 под грифом утверждения написать "Срок действия установлен до 01.09.88 г."

(233) Зак.№88575(10).Тир.1650экз.Р.СПО СТЭ

УДК 621.175.001.24 (083.96)

Составлено Всесоюзным дважды ордена Трудового Красного Знамени теплотехническим научно-исследовательским институтом им. Ф.Э.Дзержинского (ВТИ)

Составители доктор техн.наук Л.Д.БЕРМАН, инж. Э.П.ЗЕРНОВА

Приводятся рекомендации по тепловому расчету и выполнению поверхности охлаждения, построению расчетных эксплуатационных характеристик конденсаторов турбин большой мощности ТЭС и АЭС. Рассмотрены основные особенности рабочего процесса конденсаторов.

Руководящие указания могут быть использованы при проектировании и оптимизации параметров новых конденсаторов и при построении эксплуатационных характеристик как новых, так и действующих конденсаторов с целью контроля их работы.

Настоящие руководящие указания выпускаются взамен "Инженерного метода теплового расчета поверхностных конденсаторов паровых турбин" (ОТИ ВТИ,1963) с уточнениями и дополнениями, учитывающими появившиеся за последнее время новые данные и практические решения.

© СПО Союзтехэнерго, 1982.

О Г Л А В Л Е Н И Е

I. Общие положения 4
2. Показатели работы конденсатора 8
3. Определения I6
4. Коэффициент теплопередачи конденсатора 2I
5. Расчет поверхности охлаждения конденсатора 24
6. Гидравлическое сопротивление конденсатора 35
7. Число и подача воздушных насосов 37
8. Формуляр теплового расчета конденсатора 42
9. Построение эксплуатационных характеристик конденсатора 46
I0. Выполнение поверхности охлаждения конденсатора 65
I0.I. Выбор типа конденсатора 65
I0.2. Компоновка поверхности охлаждения 72
I0.3. Регенерация конденсата. Деаэрирующие устройства 82
П р и л о ж е н и е I. Коэффициент теплопередачи конденсатора 86
П р и л о ж е н и е 2. Программы расчетов на ЭВМ 87
П р и л о ж е н и е 3. Гидравлическое сопротивление конденсатора 97
П р и л о ж е н и е 4. Давление насыщенного водяного пара при температурах от 0 до 75°С 98
П р и л о ж е н и е 5. Таблица значений e^n I00

УТВЕРЖДАЮ:
Главный инженер
Главтехуправления
Ю.И.ТИМОФЕЕВ
20 мая 1981 г.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Поверхностные конденсаторы паровых турбин представляют собой, как правило, кожухотрубные теплообменные аппараты с пучком горизонтальных гладких трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода, а на наружной поверхности конденсируется отработавший пар, поступающий из турбины. Охлаждаемые водой конденсаторы с профилированными (волнистыми) трубками, находящиеся на стадии изучения и не применяющиеся для серийно выпускаемых паровых турбин, а также воздушные конденсаторы, применяющиеся для паровых турбин в исключительных единичных случаях, здесь не рассматриваются.

Конденсатор и его вспомогательные устройства (воздушные, конденсатные и циркуляционные насосы) должны обеспечивать практически полную конденсацию отработавшего пара при разных режимах работы установки и достаточно низких давлениях отработавшего пара, задаваемых по условиям экономичности турбоагрегата, прием при пуске, останове и нормальных режимах работы энергоблока сбросного пара и дренажей из других устройств и требуемое качество конденсата.

I.2. Особенности условий конденсации пара в конденсаторах паровых турбин определяются в основном:

- относительно большими скоростями парового потока на входе его в трубный пучок, обусловленными необходимостью более компактного размещения большой поверхности охлаждения;
- наличием в поступающем паре примеси неконденсирующихся газов, содержание которых определяется главным образом присосом воздуха через неплотности в вакуумной системе турбоагрегата;
- конденсацией пара, содержащего примесь неконденсирующихся газов, при низком давлении (вакууме), поддержание которого обес-

печивается вакуумными насосами, удаляющими газы (воздух) из парового пространства конденсатора.

I.3. Распределение локальных тепловых нагрузок в трубном пучке конденсатора характеризуется значительной неравномерностью, обусловливаемой условиями поступления в трубный пучок отработавшего пара из турбины, а главное, указанными в п.2.I особенностями условий его конденсации.

Необходимость обеспечения при большой поверхности охлаждения малого по сравнению с давлением пара в конденсаторе падения его давления в трубном пучке требует увеличения протяженности свободного для доступа пара периметра трубного пучка и приводит к усложнению его конфигурации. А поскольку, кроме того, поле давлений и скоростей парового потока уже на выходе из выхлопного патрубка турбины неоднородно, распределение пара, поступающего в трубный пучок, характеризуется обычно значительной неравномерностью.

По мере продвижения парового потока в глубь трубного пучка объемный расход пара из-за его конденсации уменьшается, причем относительное уменьшение объемного расхода пара, как правило, значительно больше, чем уменьшение живого сечения трубного пучка, вследствие чего скорость потока также уменьшается по пути его движения, тогда как концентрация воздуха в паре (паровоздушной смеси) при этом растет. И то, и другое приводит к уменьшению интенсивности конденсации пара и соответственно к уменьшению местных значений удельной паровой нагрузки. На это накладывается еще влияние натекания конденсата с вышележащих трубок на нижележащие.

При малой скорости парового потока, относительно небольшом расходе стекающего конденсата и ламинарном течении конденсатной пленки на трубках натекание конденсата может приводить в зоне малой еще концентрации воздуха в паре к уменьшению интенсивности теплоотдачи с паровой стороны в результате увеличения толщины и термического сопротивления пленки. Однако при быстродвижущемся паре, а также при большом расходе натекающего конденсата термическое сопротивление пленки конденсата в результате возмущения ее течения (волнообразования, турбулизации) снижается по сравнению с термическим сопротивлением ламинарной пленки и интенсивность теплоотдачи возрастает.

I.4. Вследствие наличия в паре примеси воздуха конденсация его сопровождается наряду с переносом теплоты, движущей силой которого является разность температур пара (паровоздушной смеси) и стенки трубок, также переносом вещества (массы), движущей силой которого является разность парциальных давлений (концентраций) пара в основной массе смеси и на поверхности раздела парогазовой и жидкой фаз. По мере уменьшения на пути движения потока пара в трубном пучке его скорости и роста концентрации воздуха в паре (паровоздушной смеси) относительная роль указанных двух процессов изменяется: влияние на интенсивность конденсации пара переноса теплоты уменьшается, а переноса массы возрастает.

При низком давлении пара в конденсаторе и высокой степени его конденсации, близкой к 100%, даже при весьма малом обычно начальном содержании воздуха в паре - концентрации его порядка 10^{-4} - 10^{-5} - на определенной части пути парового потока в трубном пучке, примыкающей к стороне выхода воздуха с остаточным паром из трубного пучка, наблюдается быстрый рост концентрации воздуха, достигающей в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси 30-50%. На этой части пути наблюдается также снижение температуры пара вследствие снижения его парциального давления.

I.5. В результате влияния на процесс конденсации снижения скорости пара и роста концентрации содержащегося в нем воздуха в конденсаторе образуются по пути движения пара две основные характерные зоны поверхности охлаждения, отличающиеся одна от другой условиями теплообмена с паровой стороны (рис. I):

- зона интенсивной конденсации пара, в которой его температура сохраняется практически неизменной, а локальные значения коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки, наибольшие на стороне входа пара в трубный пучок, снижаются по пути движения пара из-за уменьшения коэффициента теплоотдачи с паровой стороны по мере уменьшения скорости пара и повышения концентрации воздуха;

- зона охлаждения паровоздушной смеси, характеризующаяся относительно низкими и слабо изменяющимися локальными значениями коэффициента теплопередачи и тепловой нагрузки (при определенных условиях наблюдается некоторое их возрастание к концу этой зоны).

Вследствие отмечавшейся выше неравномерности распределения поступающего в трубный пучок конденсатора пара действительное

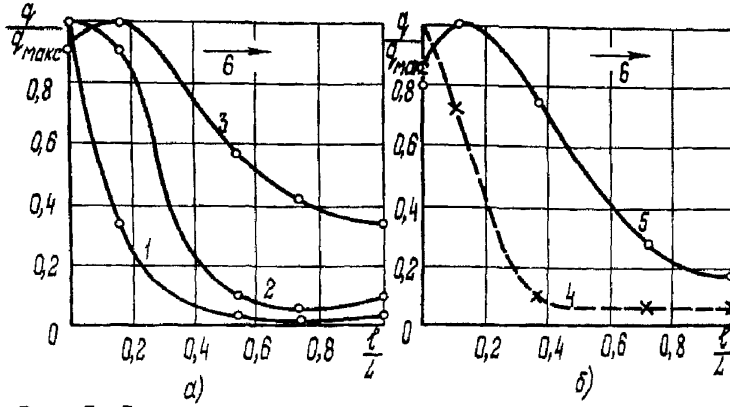

Рис. I. Распределение местных тепловых нагрузок по ходу паровоздушной смеси в конденсаторе:

а - в зависимости от удельной паровой нагрузки $d_к$ и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$; I - $d_к$ = 4,17г/(м²·с) и $t_{1в}$ = II°С; 2 - $d_к$ = 7,2 г/(м².с) и $t_{1в}$ = II°С; 3 - $d_к \geqslant$ 9,7г/(м²·с) и $t_{1в}$ = 24°С; б - в зависимости от количества проникающего в конденсатор воздуха $G_в$ ($d_к$ = I0г/(м²·с) и $t_{1в}$ = I7,3°С); 4 - $G_в$ = I2 г/с; 5 - $G_в$ = 4,42 г/с; 6 - движение пара; l, L - текущая и полная длина пути пара в трубном пучке; q - удельная тепловая нагрузка

распределение местных значений коэффициента теплопередачи и удельных тепловых нагрузок в пучке является более сложным, но указанное выше разделение поверхности охлаждения конденсатора на две характерные зоны правильно отражает существенную особенность процесса конденсации в нем пара, объясняющую изменение показателей работы конденсатора при изменении режимных условий.

Граница между двумя зонами поверхности охлаждения не является стабильной, а перемещается в том или ином направлении при изменении режима работы и состояния конденсатора. Ее положение зависит от совокупного влияния паровой нагрузки конденсатора, расхода и температуры охлаждающей воды, степени чистоты поверхности охлаждения, расхода воздуха, проникающего в вакуумную систему турбоагрегата, количества включенных воздушных насосов и их совмещенной характеристики. Доля поверхности, приходящаяся на зону

охлаждения паровоздушной смеси, может при некотором сочетании указанных выше факторов (например, при большой паровой нагрузке и высокой температуре охлаждающей воды) приближаться к нулю, а при другом их сочетании (например, пониженной паровой нагрузке, низкой температуре охлаждающей воды, повышенном присосе воздуха)- возрастать за счет соответствующего увеличения или уменьшения доли поверхности, приходящейся на зону интенсивной конденсации пара (см.рис. I).

2. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРА

2.I. Перемещение границы, т.е. перераспределение поверхности охлаждения между двумя ее основными зонами, существенно отражается на значениях всех внешних показателей работы конденсатора. Чем больше доля поверхности, приходящаяся на зону охлаждения паровоздушной смеси, и соответственно меньше доля зоны интенсивной конденсации пара, тем меньше, как правило, средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный к его полной поверхности, включающей в себя обе зоны. Исключением является лишь случай снижения расхода (скорости) охлаждающей воды, когда размеры зоны интенсивной конденсации пара растут, но снижение интенсивности теплоотдачи с водяной стороны поверхности охлаждения влечет за собой уменьшение среднего коэффициента теплопередачи.

При уменьшении размеров зоны интенсивной конденсации пара уменьшается обычно и падение давления пара в трубном пучке (от входа в него отработавшего пара до выхода удаляемой паровоздушной смеси), или паровое сопротивление конденсатора. К наиболее значительному уменьшению падения давления пара в трубном пучке может приводить увеличение присосов воздуха в результате влияния при этом двух действующих в одинаковом направлении факторов- повышения давления пара в конденсаторе, приводящем к уменьшению его удельного объема и скоростей в зоне интенсивной конденсации пара, и уменьшения размеров этой зоны. В случае снижения температуры охлаждающей воды давление пара в конденсаторе становится меньшим, а его удельный объем и скорости растут, но вследствие уменьшения размеров зоны интенсивной конденсации пара падение

давления в трубном пучке обычно не увеличивается, а даже становится меньшим.

2.2. Поскольку из турбины в конденсатор поступает, как правило, влажный насыщенный пар (исключением являются режимы работы установки при холостом ходе или очень малых нагрузках турбины, когда отработавший пар может быть перегретым), давление пара на входе в трубный пучок конденсатора может быть определено по его температуре (^{o}C):

$$t_к = t_{1в} + \Delta t + \delta t \ , \qquad (2.1)$$

где $t_{1в}$ – температура поступающей в конденсатор охлаждающей воды, ^{o}C;

Δt – нагрев охлаждающей воды в конденсаторе, К;

δt – конечный температурный напор (недогрев охлаждающей воды до температуры отработавшего пара), К.

Нагрев (перепад температур) охлаждающей воды определяется из теплового баланса и составляет (К):

$$\Delta t = t_{2в} - t_{1в} = \frac{D_к \cdot \Delta h_к}{G_0 \cdot c_ж} = \frac{\Delta h_к}{c_ж \cdot m} \ , \qquad (2.2)$$

где $t_{2в}$ – температура уходящей из конденсатора охлаждающей воды, ^{o}C;

$D_к$ – расход поступающего в конденсатор пара, кг/с;

$\Delta h_к$ – разность энтальпий отработавшего пара и конденсата, кДж/кг;

G_0 – расход охлаждающей воды, кг/с;

$c_ж$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$m = G_0/D_к$ – кратность охлаждения.

2.3. Температурный напор (конечный) является при заданных значениях поверхности охлаждения конденсатора F ($м^2$) и расходе охлаждающей воды G_0 (кг/с) функцией среднего коэффициента теплопередачи конденсатора К. Средний коэффициент теплопередачи $[Вт/(м^2 \cdot К)]$ относится обычно к средней логарифмической разности температур пара и охлаждающей воды, т.е.

$$\kappa = D_к \cdot \Delta h_к / (\delta t_{ср.л} \cdot F), \qquad (2.3)$$

где
$$\delta t_{ср.л} = \frac{t_{2в} - t_{1в}}{2{,}3 \lg \frac{t_к - t_{1в}}{t_к - t_{2в}}} \cdot \qquad (2.4)$$

Из (2.I), (2,2) и (2.3) следует, что

$$\delta t = t_к - t_{2в} = \frac{\Delta t}{e^{n} - 1} \quad , \qquad (2.5)$$

где $n = \kappa F / c_ж \cdot G_0 \cdot 10^3$.

2.4. Приведенное выше определение среднего коэффициента теплопередачи κ, как видно из пп.I.4 и I.5, не вытекает из реальных условий переноса теплоты в конденсаторах турбин, сопровождающегося переносом масс и изменением в зависимости от режимных условий роли более активной зоны поверхности охлаждения (зоны интенсивной конденсации пара), тогда как коэффициент κ по уравнению (2.3) относится к разности температур пара и воды и к полной поверхности F, включающей в себя и зону охлаждения паровоздушной смеси. Такое определение κ является лишь общепринятым при инженерных расчетах условным приемом, с учетом которого обрабатываются обычно результаты испытаний промышленных конденсаторов.

Замена уравнения (2.4) уравнением для средней логарифмической разности температур, включающим в себя различные начальную ($t_к$) и конечную ($t_{см}$) температуры пара (паровоздушной смеси), не уточняет определение среднего коэффициента теплопередачи для конденсаторов турбин, так как снижение температуры охлаждаемой среды в конденсаторе определяется в основном не отводом от нее теплоты, представляющей собой главным образом теплоту фазового перехода, а снижением парциального давления пара при охлаждении паровоздушной смеси.

Нельзя также уточнить определение среднего коэффициента теплопередачи конденсатора при инженерных расчетах, пользуясь

эмпирическими соотношениями для среднего коэффициента теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения $\alpha_п$, подсчитывавшегося по полученным из испытаний с помощью уравнений (2.3), (2.4) и значений k путем вычитания из общего термического сопротивления $R = 1/k$ суммы термических сопротивлений $R_{с.в} = R_с + R_в$, где $R_с$ - термическое сопротивление стенки трубок и $R_в$ - термическое сопротивление со стороны охлаждающей воды. Отмеченная выше условность принятого определения k приводит и к условности полученной указанным способом величины $\alpha_п$, оказывающейся при этом зависящей не только от условий теплоотдачи с паровой стороны, а от всех факторов, влияющих на k, в том числе определяющих интенсивность теплоотдачи с водяной стороны и состояние поверхности охлаждения, а также от точности оценки величины $R_{с.в}$, не измеряющейся при испытаниях конденсатора. Использование условного среднего коэффициента теплоотдачи $\alpha_п$, не уточняя расчет, приводит лишь к усложнению его при ручном счете (расчет должен при этом выполняться методом итераций).

2.5. Для конденсатора турбины, как и для других поверхностных теплообменных аппаратов, требуемая для заданных условий поверхность теплообмена F тем меньше, чем больше средний коэффициент теплопередачи k. Но при решении задачи повышения k для конденсатора турбины необходимо учитывать взаимосвязь работы конденсатора с работой воздушного насоса (группы насосов).

Наряду с уравнением (2.I) можно (см. рис. 2) определить давление отработавшего пара в конденсаторе и как

$$p_к = p_н + \Delta p , \qquad (2.6)$$

где $p_н$ - давление на стороне всасывания воздушного насоса, кПа;

Δp - падение давления пара в трубном пучке конденсатора, кПа.

Чем меньше $p_н$ и Δp, тем меньше $p_к$ и больше при прочих равных условиях средний коэффициент теплопередачи k.

При данном расходе воздуха, содержащегося в удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси, давление на стороне всасывания воздушного насоса $p_н$ тем меньше, чем ниже температура смеси

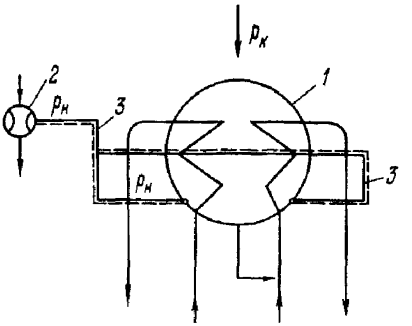

Рис. 2.Схема отсоса паровоздушной смеси из конденсатора:
I - конденсатор; 2- воздушный насос; 3 - коллектор паровоздушной смеси

$t_{см}$ (или меньше содержание пара в отсасываемой насыщенной смеси). Значения $t_{см}$ и падения давления Δp ,соизмеримого в конденсаторах турбин с давлениями $p_н$ и $p_к$, зависят от условий теплообмена в конденсаторе, определяющих, в частности, распределение поверхности F при каждом режиме на зоны интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси.

2.6. Специфичная для вакуумного конденсатора тесная взаимосвязь его работы с работой воздушного насоса не позволяет при заданном давлении отработавшего пара $p_к$ существенно уменьшить с целью повышения среднего коэффициента теплопередачи поверхность охлаждения F за счет уменьшения мало активной зоны охлаждения паровоздушной смеси, на которую приходится незначительная доля передаваемой в конденсаторе теплоты, так как уменьшение этой зоны влечет за собой увеличение $t_{см}$ и $p_н$. Та же причина приводит к требованию, чтобы интенсификация теплоотдачи с паровой стороны поверхности охлаждения конденсатора не сопровождалась значительным ростом его парового сопротивления Δp , что приводит, в частности, к необходимости ограничения скоростей пара в трубном пучке.

2.7. Сложность рабочего процесса конденсаторов затрудняет их строгий тепловой расчет и отыскание оптимальной компоновки их поверхности охлаждения.

Строгий метод теплового расчета конденсаторов, который позволил бы определить как необходимую при различных условиях поверхность охлаждения F ,так и сравнительную эффективность

различных компоновок поверхности охлаждения, требует правильного задания распределения поступающего в трубный пучок пара как по периметру, так и по длине последнего и достаточно точного учета изменения по пути движения пара всех основных условий тепло- и массообмена в трубном пучке, а соответственно, и локальных значений коэффициента теплопередачи и тепловых нагрузок.

Пространственная неоднородность распределения скоростей и основных параметров пара (паровоздушной смеси) и отсутствие достаточных данных для количественной оценки совместного влияния на локальные коэффициенты тепло- и массоотдачи скорости пара (смеси), натекания конденсата и примеси неконденсирующихся газов сильно затрудняют, однако, выполнение строгого теплового расчета конденсаторов. Предложенные методы расчета, основывающиеся на схематизации и упрощении картины течения пара и лишь приближенно учитывающие изменение условий конденсации пара по пути его движения в трубном пучке, могут применяться при расчетных исследованиях и позволяют получить полезные качественные данные о влиянии различных режимных и конструктивных факторов на теплопередачу в конденсаторах, но они не могут пока широко применяться при решении текущих практических задач. Для решения последних сохраняют свое значение инженерные методы теплового расчета поверхностных конденсаторов, основывающиеся на применении условного среднего коэффициента теплопередачи k, определяемого с помощью уравнений (2.3) и (2.4).

2.8. Зависимость среднего коэффициента теплопередачи k от конструктивных и режимных факторов устанавливается по опытным данным, полученным при испытаниях промышленных конденсаторов.

Основными факторами, влияние которых учитывается при установлении эмпирической зависимости для коэффициента теплоотдачи, являются: температура и скорость охлаждающей воды, число ходов воды и состояние (чистота) поверхности охлаждения. Вводятся также поправки на материал и толщину стенки трубок, размеры и паровую нагрузку конденсатора.

Изменение любого из перечисленных факторов приводит к перераспределению поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации и охлаждения паровоздушной смеси, что влечет за собой и изменение температуры паровоздушной смеси, поступающей в

воздушный насос. Поэтому влияние всех этих факторов является взаимосвязанным. Так, например, чем ниже температура охлаждающей воды и соответственно меньше доля поверхности охлаждения, приходящаяся при данной паровой нагрузке на зону интенсивной конденсации пара, тем меньше влияние изменения скорости воды на средний коэффициент теплопередачи конденсатора, отнесенный ко всей его поверхности охлаждения. Влияние скорости и температуры охлаждающей воды зависит также от состояния (чистоты) поверхности охлаждения.

Загрязнение поверхности охлаждения конденсатора, уменьшение теплопроводности материала и увеличение толщины стенок трубок приводят к увеличению термического сопротивления стенок трубок (включая отложения на них), но влияние этого на средний коэффициент теплопередачи частично компенсируется увеличением при этом зоны интенсивной конденсации пара, вследствие чего оно оказывается меньшим, чем при учете влияния только роста термического сопротивления стенки.

Средний коэффициент теплопередачи конденсатора k зависит, помимо прочего, от присосов воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, типа и значения подачи обслуживающих конденсатор воздушных насосов. Примесь в паре воздуха независимо от того, проникает ли он в вакуумную систему турбоагрегата до конденсатора, в самом конденсаторе или за ним (на тракте конденсатор – воздушный насос), оказывает влияние на коэффициент теплопередачи как непосредственно в результате изменения локальных коэффициентов теплопередачи с паровой стороны поверхности охлаждения, зависящих от концентрации воздуха в паре (смеси), так и косвенно в результате изменения в зависимости от расхода и температуры отсасываемого воздуха давления на стороне всасывания воздушного насоса, приводящего к изменению распределения поверхности охлаждения между зонами интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси.

2.9. Эмпирические зависимости для k устанавливаются обычно по результатам промышленных испытаний конденсаторов, проводившихся при присосах воздуха, не выходящих за пределы, считающиеся допустимыми по правилам эксплуатации турбоагрегатов. Формула для k, приводимая в разд. 4, основывается на результа-

тах испытаний конденсаторов с поверхностью охлаждения в одном корпусе до I5000 м^2, проведенных ВТИ, ПО "Союзтехэнерго" и другими организациями, и учитывает по возможности отмеченную выше взаимозависимость влияния на K различных факторов.

Влияние на K изменения паровой нагрузки конденсатора при прочих равных условиях из-за противоположного при этом влияния изменения размеров двух зон поверхности охлаждения и изменения значений $\rho_н$ и $\Delta\rho$ в пределах паровых нагрузок от 50-60 до I00% номинальной незначительно. Поэтому влияние изменения паровой нагрузки ориентировочно учитывается в приведенной ниже формуле с помощью корректирующего множителя только для области более низких нагрузок, при которых обычно более заметным оказывается влияние на K увеличения размеров вакуумной зоны в турбине и связанного с этим увеличения присосов воздуха.

Учесть в эмпирических зависимостях для K влияние повышенных (превышающие допустимые ПТЭ значения) присосов воздуха при номинальных или близких к ним условиях работы конденсатора не представляется пока возможным из-за недостаточности имеющихся данных (можно лишь для прикидочных оценок принимать, что при отсасывании воздуха пароструйными эжекторами вызванное увеличением присосов воздуха повышение давления в конденсаторе $\Delta p_к$ составляет 0,4-0,6, в среднем 0,5 от повышения давления на стороне всасывания эжекторов $\Delta p_н$ при соответствующем увеличении расхода отсасываемого ими сухого воздуха).

2.I0. Эмпирические зависимости для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора применяются при инженерных расчетах, задачей которых является:

- определение при проектировании, в том числе при оптимизации параметров конденсационной установки или комплексной оптимизации низкопотенциального комплекса турбоагрегата (ЦНД турбины конденсационная установка - система водоснабжения), требуемых для различных условий размеров поверхности охлаждения и других основных конструктивных размеров конденсатора;

- построение расчетным путем эксплуатационных характеристик конденсатора, т.е. определение температурного напора δt и давления отработавшего пара $\rho_к$, обеспечиваемых данным конденсатором при различных режимных условиях.

2.II. Расчет конденсатора для однозначно заданных условий или ограниченного числа возможных вариантов расчетных условий требует относительно небольшого объема вычислений. Объем последних очень сильно возрастает при оптимизации конструктивных размеров и номинальных параметров конденсатора, а тем более всего низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя выхлопную часть турбины, конденсационную установку и систему водоснабжения. Поэтому методика расчета конденсатора описывается ниже применительно как к ручному счету с соответствующими для этого случая числовыми примерами, так и к расчетам на ЭВМ, для которых приводятся программы на языке ФОРТРАН, допускающие их использование на ЭВМ Единой системы (ЕС ЭВМ).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЯ

3.I. О д н о к о р п у с н ы е и м н о г о к о р п у с н ы е конденсаторы различаются числом отдельных корпусов, в которых размещена вся поверхность охлаждения.

3.2. П о п е р е ч н ы е и а к с и а л ь н ы е конденсаторы различаются направлением оси корпуса (корпусов) относительно оси турбины - по нормали к ней или параллельно оси турбины соответственно.

3.3. П о д в а л ь н ы м и называются конденсаторы, устанавливаемые под ЦНД турбины. Отработавший пар поступает в них по одному или нескольким выхлопным патрубкам через нижнюю (расположенную ниже горизонтального разъема) часть ЦНД. В некоторых случаях подвальные конденсаторы аксиального типа имеют расположенные по обе стороны турбины несколько смещенные относительно ее оси параллельно расположенные корпуса, в которые пар поступает также через нижнюю половину ЦНД.

Б о к о в ы м и называются конденсаторы, корпуса которых устанавливаются на одной отметке турбины или немного ниже ее и присоединяются к выхлопным патрубкам, по которым отработавший пар поступает как из нижней, так и из верхней половин ЦНД.

3.4. О д н о х о д о в ы е и м н о г о х о д о в ы е конденсаторы различаются числом ходов со стороны охлаждающей воды.

3.5. Однопоточные и двухпоточные конденсаторы различаются числом потоков охлаждающей воды, имеющих независимые подвод и отвод и допускающих их отключение. В двухпоточном конденсаторе любой из двух потоков может быть отключен без останова турбины; но со снижением ее нагрузки относительно номинальной.

3.6. Регенеративные и нерегенеративные конденсаторы различаются соответственно наличием и отсутствием проходов для части пара, поступающего из турбины, в область парового пространства под трубным пучком для догрева стекающего из трубного пучка переохлажденного конденсата до температуры насыщения отработавшего пара. Современные конденсаторы выполняются, как правило, регенеративными.

3.7. Секционированный конденсатор отличается тем, что он разделен с паровой стороны на секции, через которые последовательно протекает охлаждающая вода и в которых устанавливается разное давление пара, возрастающее в направлении от первой секции со стороны входа охлаждающей воды к секции, находящейся на стороне выхода воды из конденсатора. Секции могут располагаться в одном или различных корпусах конденсатора.

3.8. Поверхность охлаждения ($м^2$) конденсатора (секции) – суммарная поверхность всех конденсаторных трубок с наружной (паровой) стороны между внутренними плоскостями основных трубных досок:

$$F = \pi \cdot d_н \cdot \ell \cdot N \cdot 10^{-3} , \qquad (3.1)$$

где $d_н$ – наружный диаметр трубок, мм;
ℓ – активная длина трубок (между трубными досками), м;
N – общее число трубок в конденсаторе (секции).

Для секций обозначения F и N дополняются индексами, показывающими номер секции (например, F^{I}, F^{II} и N^{I}, N^{II}).

3.9. Паровая нагрузка (кг/с) конденсатора (полная) – суммарный расход отработавшего пара, поступающего в конденсатор из главной турбины и паровых приводов вспомогательных механизмов $\Sigma D_{всп}$:

$$D_к = D_2 + \Sigma D_{всп} . \qquad (3.2)$$

Пар, образующийся при вскипании сбрасываемых в конденсатор горячих дренажей, как правило, не учитывается при определении $D_к$ вследствие незначительности его расхода по сравнению с D_2 .

При отсутствии сбросов в главный конденсатор отработавшего пара турбоприводов $D_к = D_2$.

3.I0. Т е п л о в а я н а г р у з к а (кДж/с) конденсатора (полная) – суммарное количество теплоты, отдаваемой конденсирующимся паром охлаждающей воде в единицу времени:

$$Q = D_к \cdot \Delta h_к \ , \qquad (3.3)$$

где

$$\Delta h_к = h_2' - h_к \qquad (3.4)$$

и

$$h_2' = (D_2 \cdot h_2 + \Sigma D_{всп})/D_к \ ; \qquad (3.5)$$

h_2' – средневзвешенная энтальпия поступающего в конденсатор пара, кДж/кг;

$h_к$ – энтальпия конденсата, кДж/кг;

h_2 – энтальпия отработавшего пара главной турбины, кДж/кг;

$h_{всп}$ – энтальпия отработавшего пара турбоприводов вспомогательных механизмов, кДж/кг.

При определении Q_i для i -й секции в уравнении (3.4) следует подставлять h_{2i}' и $h_{кi}$. Можно, однако, принимать одинаковое (среднее) значение $\Delta h_к$ для всех секций.

При отсутствии сбросов отработавшего пара турбоприводов

$$h_2' = h_2 \ .$$

Полная тепловая нагрузка (кДж/с) может определяться также как

$$Q = c_ж \cdot G_0 \cdot \Delta t, \qquad (3.3\ а)$$

где $c_ж$ – удельная теплоемкость воды, равная 4,I9 кДж/(кг·К);

G_0 – расход охлаждающей воды, кг/с.

3.II. Удельные паровая $[г/(м^2 \cdot с)]$ и тепловая $(Вт/м^2)$ нагрузки конденсатора относятся к единице поверхности охлаждения и составляют соответственно

$$d_к = D_к \cdot 10^3 / F \; ; \qquad (3.6)$$

$$q = Q \cdot 10^3 / F \; . \qquad (3.7)$$

3.I2. Давление (кПа) в конденсаторе (секции) - среднее абсолютное давление отработавшего пара на расстоянии около I м над верхним краем трубного пучка. При измерениях ртутными приборами определяется как

$$p_к = H / 7{,}5, \qquad (3.8)$$

где H - абсолютное давление, мм рт.ст. (при $0^{\circ}C$).

3.I3. Температура конденсации $t_к$ - температура насыщенного водяного пара при давлении $p_к$; связана с начальной температурой охлаждающей воды, нагревом последней и конечным температурным напором уравнением (2.I).

3.I4. Охлаждение (К) паровоздушной смеси - разность температуры конденсации и температуры отсасываемой воздушным насосом из конденсатора паровоздушной смеси $t_{см}$:

$$\Delta t_{см} = t_к - t_{см} \; . \qquad (3.9)$$

3.I5. Кратность охлаждения - отношение расходов охлаждающей воды и отработавшего пара:

$$m = G_0 / D_к \; . \qquad (3.10)$$

3.I6. Нагрев (К) охлаждающей воды - приращение температуры охлаждающей воды в конденсаторе (секции):

$$\Delta t = t_{2в} - t_{1в} = Q / (G_0 \cdot c_ж) = \Delta h_к / (c_ж \cdot m) \; , \qquad (3.11)$$

где $t_{1в}$, $t_{2в}$ – средние массовые температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор (секцию) и выходе из него.

Величины, относящиеся к отдельным секциям, отмечаются соответствующими индексами.

3.17. Коэффициент теплопередачи конденсатора (секции) – условный средний коэффициент теплопередачи, отнесенный к средней логарифмической разности температур отработавшего пара и охлаждающей воды. Определяется по опытным данным с помощью уравнений (2.3) и (2.4), при расчетах – по эмпирическим зависимостям от режимных условий [см. уравнение (4.1)].

3.18. Температурный напор (конечный), К – разность температуры конденсации и температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора:

$$\delta t = t_к - t_{2в} \quad . \qquad (3.12)$$

Температурный напор связан с коэффициентом теплопередачи и нагревом охлаждающей воды уравнением (2.5).

3.19. Скорость воды (м/с) – средняя скорость охлаждающей воды в конденсаторных трубках:

$$w = \frac{G_0 \cdot z \cdot 4 \cdot 10^6}{\rho_ж \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot N} = 1{,}273 \cdot 10^6 \frac{G_0 \cdot z}{\rho_ж \cdot d_{вн}^2 \cdot N} \quad , \qquad (3.13)$$

где z – число ходов охлаждающей воды;

$\rho_ж$ – плотность воды, кг/м^3;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок, мм.

3.20. Паровое сопротивление (кПа) конденсатора – падение давления пара (паровоздушной смеси) в трубном пучке конденсатора:

$$\Delta p = p_к - p_н \quad . \qquad (3.14)$$

3.21. Гидравлическое сопротивление конденсатора – падение давления охлаждающей воды, вызванное трением и местным сопротивлением в конденсаторе (см. разд. 6).

3.22. П р и с о с ы воздуха $G_в$ (г/с) – расход сухого воздуха, проникающего через неплотности в вакуумную систему турбоагрегата и содержащегося в паровоздушной смеси, поступающей в воздушные насосы. Количество неконденсирующихся газов, поступающих в конденсатор с паром, на ТЭС и двухконтурных АЭС, как правило, весьма мало по сравнению с присосами воздуха в вакуумную систему (для конденсаторов турбин АЭС с реакторами кипящего типа РБМК содержание неконденсирующихся газов в парогазовой смеси, поступающей в воздушные насосы, определяется, кроме присосов воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, также радиолитическим разложением воды в реакторе).

3.23. К о э ф ф и ц и е н т ч а с т о т ы α – множитель в эмпирической формуле для среднего коэффициента теплопередачи конденсатора (см. п. 4.I), с помощью которого учитываются состояние трубок (наличие отложений на их внутренней и наружной поверхности), а также теплопроводность материала трубок и толщина их стенки.

3.24. К о э ф ф и ц и е н т з а п о л н е н и я трубной доски – отношение площади, занятой трубками $F_т$, к полной площади трубной доски конденсатора $F_д$:

$$K_{тд} = F_т / F_д = 0{,}786\, N d_н^2 / F_д \quad . \qquad (3.15)$$

4. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНДЕНСАТОРА

4.I. При инженерных тепловых расчетах конденсаторов применяются, как правило, эмпирические зависимости коэффициента теплопередачи от основных режимных факторов (см. разд. 2).

Рекомендуется определять коэффициент теплопередачи (Вт/(м^2·К) по формуле

$$k = 4070\, \alpha\, \Phi_w \Phi_t \Phi_z \Phi_\delta \quad , \qquad (4.I)$$

где α – коэффициент чистоты;

$\Phi_w, \Phi_t, \Phi_z, \Phi_\delta$ – множители, учитывающие влияние скорости охлаждающей воды, ее температуры, числа ходов

воды и удельной паровой нагрузки конденсатора соответственно.

Множители Φ в формуле (4.I) учитывают взаимосвязанность влияния различных факторов.

4.2. Для современных конденсаторов стационарных паровых турбин, выполненных с учетом указаний, изложенных в разд. IO, при начальных температурах охлаждающей воды до 45°С, скоростях ее w от I до 2,5 м/с и удовлетворении изложенных в разд. 7 требований к воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата следует принимать

$$\Phi_w = \left(\frac{1{,}1 \cdot w}{\sqrt[4]{d_{вн}}} \right)^x , \qquad (4.2)$$

где при $x/a \leq 0{,}6$

$$x = 0{,}12 \cdot a \,(1 + 0{,}15 \cdot t_{1в}) \qquad (4.3)$$

и при $x/a > 0{,}6$

$$x = 0{,}6a . \qquad (4.3а)$$

При $t_{1в} \leq 35\,^{\circ}C$

$$\Phi_t = 1 - \frac{\beta \sqrt{a}}{1000} \,(35 - t_{1в})^2 , \qquad (4.4)$$

где $\beta = 0{,}52 - 0{,}0072\, d_K$; **(4.4а)**

при $35\,^{\circ}C < t_{1в} < 45\,^{\circ}C$

$$\Phi_t = 1 + 0{,}002\,(t_{1в} - 35). \qquad (4.5)$$

Во всем диапазоне температур от 0 до 45°С

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \left(1 - \frac{t_{1в}}{45}\right) . \qquad (4.6)$$

При расчетной (номинальной) паровой нагрузке конденсатора $D_K^{ном}$ принимается $\Phi_\delta = 1$. При паровых нагрузках, отличающихся от номинальной,

$$\text{для } D_K / D_K^{2P} \geq 1 \qquad \Phi_\delta = 1 ;$$

$$\text{для } D_K / D_K^{2P} < 1 \qquad \Phi_\delta = \frac{D_K}{D_K^{2P}} \left(2 - \frac{D_K}{D_K^{2P}}\right), \qquad (4.7)$$

где $$D_K^{2P} = s \cdot D_K^{ном} = (0{,}8 - 0{,}01 t_{1B}) D_K^{ном} \quad . \qquad (4.8)$$

4.3. При расчете вновь проектируемого конденсатора, когда значение α_K еще не известно, для обычных расчетных условий, которым отвечает $\alpha_K < 20 Г/(м^2 \cdot с)$, можно принимать в уравнении (4.4), что $B = 0{,}42$.

Если конденсатор рассчитывается на повышенное давление p_K (до 20-25 кПа), следует для определения B предварительно задаться значением α_K. В случае значительного расхождения полученного из расчета и предварительно принятого значений α_K следует соответственно уточнить значение B и повторить расчет.

4.4. Поскольку степень загрязнения поверхности охлаждения конденсатора, материал и толщина стенки трубок являются факторами, определяющими одну и ту же величину - термическое сопротивление стенки трубок (включая отложения на ней), влияние всех этих факторов учитывается в формуле (4.I) с помощью коэффициента чистоты, определяемого как произведение $a = a_c \cdot a_м$, где a_c зависит от ожидаемого состояния поверхности охлаждения и $a_м$ - от материала и толщины стенок.

Рекомендуется принимать следующие значения множителя a_c:

- при прямоточном водоснабжении и слабо минерализованной воде (при содержании в ней органических примесей - хлорированной) $a_c = 0{,}85 \div 0{,}9$);

- при оборотном водоснабжении с водохранилищем-охладителем (исключая случаи повышенной карбонатной жесткости воды) $a_c = 0{,}8 \div 0{,}85$;

- при оборотном водоснабжении, повышенной карбонатной жесткости подпиточной воды и химической обработке последней или циркуляционной воды $a_c = 0{,}75 \div 0{,}8$.

В случаях применения эффективных методов непрерывной очистки трубок значения a_c могут приниматься до 0,85-0,9 и при более низком качестве охлаждающей воды (например, при оборотных системах водоснабжения).

Толщина стенки трубок из медесодержащих сплавов составляет в отечественных конденсаторах, как правило, I мм, для трубок из нержавеющей стали и титана она может снижаться примерно до 0,7мм.

Толщина стенки трубок больше I мм применяется лишь в единичных случаях. Значения множителя a_c для трубок из разных материалов и с разной толщиной стенки приводятся ниже:

Материал (сплав)	Толщина стенки трубки, мм		
	0,7	I	I,5
Латунь	-	I	0,99
МНЖ 5-I	-	0,95	0,92
МНЖМЦ 30-I-I	-	0,92	0,90
Нержавеющая сталь	0,90	0,85	0,83
Титан	0,85	-	-

4.5. В приложении I на рис. III.I приведен график для определения значений коэффициента теплопередачи по формуле (4.I) для латунных трубок при числе ходов воды в конденсаторе $z = 2$ и коэффициенте чистоты $\alpha = 0,8$ в зависимости от значения $B = \frac{1,1w}{\sqrt[4]{d_{вн}}}$ и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$.

При числе ходов воды, отличающемся от двух, значение коэффициента теплопередачи, найденное на рис. III.I, следует умножить на φ_z [формула (4.6)] . При числе ходов воды $z = I$ можно воспользоваться также рис. III.2, относящимся к латунным трубкам и $\alpha = 0,8$. Пример расчета коэффициента теплопередачи в конденсаторе приведен в п. 5.7.

5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРА

5.I. Для определения требуемой поверхности охлаждения, числа и длины трубок конденсатора должны быть заданы:

номинальная паровая нагрузка конденсатора $D_к^{ном}$;
энтальпия отработавшего пара h_2' ;
или разность энтальпий пара и конденсата $\Delta h_к = h_2' - h_к$;
давление в конденсаторе $p_к$;
температура охлаждающей воды $t_{1в}$;
кратность охлаждения m ;
или расход охлаждающей воды G_0 ;

число ходов воды z ;
наружный и внутренний диаметры трубок $d_н$ и $d_{вн}$;
материал трубок –

При отыскании оптимальных параметров конденсационной установки или низкопотенциального комплекса турбоагрегата, включающего в себя ЦНД турбины, конденсационную установку и систему технического водоснабжения, ряд величин, перечисленных выше, относится к числу искомых и для некоторых из них задаются возможные пределы их изменения. Расчеты производятся при этом для различных вариантов, и окончательный вариант выбирается с учетом изменения приведенных затрат на конденсационную установку и связанные с ней элементы энергоблока.

5.2. Требуемая для заданных условий (или рассматриваемого варианта) поверхность охлаждения конденсатора определяется по формуле

$$F = \frac{D_к^{ном} \cdot \Delta h_к \cdot 10^3}{к \cdot \delta t_{ср.л}} \quad , \qquad (5.1)$$

Энтальпия h_2' или разность энтальпий $\Delta h_к$ принимается по данным теплового расчета турбины, значение $\delta t_{ср.л}$ подсчитывается по уравнению (2.4), коэффициент теплопередачи $к$ – по уравнению (4.1).

При предварительных расчетах можно принимать следующие значения $\Delta h_к$ (кДж/кг):

Для турбин ТЭС с начальными давлениями пара 9,0–16,0 МПа, не имеющих промежуточного перегрева пара 2200–2250

Для турбин ТЭС с начальными давлениями 23,5 МПа и промежуточным перегревом пара 2300–2350

Для турбин АЭС с давлением насыщенного пара 5,0–7,0 МПа и паровым промежуточным перегревом 2200–2250

5.3. Отвечающие заданным условиям и найденному значению поверхности охлаждения F число трубок N и их длина ℓ определяются по формулам:

$$N = 1{,}273 \cdot 10^6 \frac{G_0 \cdot z}{\rho_ж \cdot W \cdot d_{вн}^2} \quad ; \qquad (5.2)$$

$$\ell = F \cdot 10^3 / (N \pi d_н). \qquad (5.3)$$

5.4. Площадь ($м^2$) трубной доски (поперечного сечения корпуса) конденсатора составляет согласно уравнению (3.I5):

$$F_д = 0{,}786\, N \cdot d_н^2 / K_{тд}. \qquad (5.4)$$

При предварительных расчетах можно принимать для ориентировочной оценки $F_д$ значение $K_{тд} \approx 0{,}25$.

5.5. Полученные по расчету значения ℓ и $F_д$ могут оказаться по каким-либо соображениям (компоновки оборудования, размещения конденсатора или др.) не подходящими. В таких случаях следует, изменяя некоторые из исходных величин (диаметр трубок, число ходов или скорость охлаждающей воды или др.), произвести расчеты заново до получения желаемого результата.

Требуемая длина трубок при прочих равных условиях приблизительно пропорциональна их диаметру в первой степени, скорости воды в степени 0,65–0,80 (при расчетных $t_{iв}$ = I2÷22°С) и обратно пропорциональна кратности охлаждения и числу ходов воды.

Изменение числа ходов воды и диаметра трубок влечет за собой кроме изменения ℓ также и заметное изменение гидравлического сопротивления конденсатора. Чем больше число ходов воды и меньше диаметр трубок, тем больше гидравлическое сопротивление. Поэтому при увеличении числа ходов воды обычно целесообразно увеличение и диаметра трубок. В одноходовом конденсаторе можно уменьшить требуемую длину трубок, если принять меньший их диаметр.

Допустимое уменьшение диаметра трубок ограничивается в основном эксплуатационными соображениями (возможностью образования в них отложений и шлама, попадания посторонних тел). Для стационарных установок рекомендуется применять трубки с внутренним диаметром не менее I7 мм, а в более крупных конденсаторах – не менее 22–23 мм.

5.6. Допустимые пределы изменения скорости охлаждающей воды в трубках зависят от ее качества и материала трубок.

Охлаждающая вода	Материал трубок	Максимальная скорость воды, м/с
Пресные воды: речная, озерная, оборотная (солесодержание меньше 1000 мг/кг, показатель pH больше 6,5)	Латунь ЛОМш 70-I-0,04	2,0-2,2 I*
	Медноникелевый сплав МНЖ5-I (МНЖМц5-I-0,8)	2,5-2,7
	Нержавеющая сталь IX18H9T	4,0-5,0 2*
Морские и солоноватые воды	Латунь ЛАМш 77-2-0,04	I,8-2,0 3*
	Медноникелевый сплав МНЖМц30-0,8-I	2,5-3,0 4*
	Титан	5,0

I* Показатель pH конденсата - не более 9,3; при загрязненной воде или повышенном содержании хлоридов максимальная скорость воды - I,5-I,8 м/с.

2* Содержание в воде Cl^- не превышает 750 мг/кг.

3* Показатель pH конденсата - не более 9,3; содержание в воде песка - не более 20 мг/кг.

4* Содержание в воде песка - не более 50 мг/кг.

Поскольку увеличение скорости воды приводит к повышению затрат электроэнергии на ее перекачку, расчетная скорость воды при номинальном ее расходе не должна превышать значений, обоснованных технико-экономическими расчетами (они находятся обычно в пределах I,8-2,0 м/с.

В условиях эксплуатации может быть целесообразным по экономическим соображениям снизить расход воды по сравнению с номинальным при низких ее температурах. Однако при этом скорость воды должна быть не менее I,0-I,3 м/с (в зависимости от содержания в ней взвешенных примесей) во избежание быстрого заиления трубок, особенно при трубках из медноникелевых сплавов или нержавеющих сталей, более подверженных коррозии под отложениями.

5.7. Пример I. Требуется определить коэффициент теплопередачи, поверхность охлаждения, число и длину трубок конденсатора для следующих условий:

Номинальный расход отработавшего пара $D_к^{ном}$... I75 кг/с

Давление пара в конденсаторе $p_к$... 4,4 кПа

Номинальный расход охлаждающей воды $G_в$...8825 кг/с

Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{1в}$... I5°С

Скорость воды в трубках w... 2 м/с

Диаметр трубок:

наружный $d_н$... 28 мм

внутренний $d_{вн}$...26 мм

Разность энтальпий пара и конденсата $\Delta h_к$... 2260 кДж/кг

Коэффициент чистоты α... $0,85\alpha_м$

Число ходов воды z ... 2

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-I.

Множитель $\alpha_м$, учитывающий влияние на коэффициент теплопередачи материала трубок, в соответствии с указаниями п. 4.4 принят равным 0,95. Тогда коэффициент чистоты $\alpha = 0,85 \cdot 0,95 = 0,808$.

Согласно указаниям разд. 4 находим коэффициент теплопередачи.

По формулам (4.3) и (4.2):

$$x = 0,12 \cdot 0,808\,(1 + 0,15 \cdot 15) = 0,315\ ;$$

$$\Phi_w = \left(\frac{1,1 \cdot 2,0}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0,315} = 0,992\ .$$

По формулам (4.4) и (4.4а), предварительно задавшись значением $d_к$ = II,5 г/(м^2·с), находим: $\beta = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,5 = 0,437$

и

$$\Phi_t = 1 - \frac{0,437 \cdot \sqrt{0,808}}{1000}\,(35 - 15)^2 = 0,842.$$

По формуле (4.6)

$$\Phi_z = 1 + \frac{z - 2}{15}\left(1 - \frac{15}{45}\right) = 1\ .$$

Так как расчет ведется для номинальной нагрузки конденсатора, принимаем $\Phi_{\delta} = 1$.

Находим коэффициент теплопередачи по формуле (4.1)

$$k = 4070 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}992 \cdot 0{,}842 \cdot 1{,}0 = 2745 \ Вт/(м^2 \cdot К).$$

Температура отработавшего пара $t_к$ при давлении $p_к$ = 4,4 кПа равна 30,64°С.

Кратность охлаждения по формуле (3.10):

$$m = \frac{8825}{175} = 50{,}4 .$$

Нагрев охлаждающей воды по формуле (3.11) составляет при $c_ж$ = 4,19 кДж/(кг.К):

$$\Delta t = \frac{2260}{4{,}19 \cdot 50{,}4} = 10{,}7 \ К$$

и, соответственно, температура воды на выходе из конденсатора:

$$t_{2\delta} = 15 + 10{,}7 = 25{,}7 \ °С .$$

Средняя логарифмическая разность температур пара и охлаждающей воды по формуле (2.4):

$$\delta t_{ср.л} = \frac{10{,}7}{2{,}3 \lg \frac{30{,}64 - 15}{30{,}64 - 25{,}7}} = 9{,}29 \ К .$$

Требуемая поверхность охлаждения конденсатора по формуле (5.1):

$$F = \frac{175 \cdot 2260 \cdot 10^3}{2745 \cdot 9{,}29} = 15510 м^2.$$

Число трубок в конденсаторе по формуле (5.2) при $\rho_ж$ = 1000 кг/м^3:

$$N = \frac{1{,}273 \cdot 10^6 \cdot 8825 \cdot 2}{1000 \cdot 2 \cdot 26^2} = 16620 .$$

Длина трубок (активная) по формуле (5.3)

$$\ell = \frac{15510 \cdot 10^3}{16620 \cdot 3{,}14 \cdot 28} = 10{,}6\,м.$$

При заданном значении расхода конденсируемого пара и найденном значении поверхности охлаждения удельная паровая нагрузка оказывается равной 11,3 г/(м^2·с), что практически совпадает с первоначально принятым значением $d_к$, поэтому расчет можно не повторять.

Поскольку расчет поверхности охлаждения конденсатора, особенно односекционного, при всех заданных исходных параметрах прост и не трудоемок, для его выполнения достаточно применения логарифмической линейки или микрокалькулятора. В тех же случаях, когда требуется производить сравнительные расчеты для большого числа различных вариантов, например при выборе размеров (диаметра, длины) трубок, лучше удовлетворяющих условиям размещения конденсатора, или при оптимизации параметров конденсатора, расчеты могут выполняться для каждого из сопоставляемых вариантов на ЭВМ. В приложении 2 (табл. П2.1) приведена программа *COND1* таких расчетов для одного из вариантов, составленная для БЭСМ-6 на языке ФОРТРАН.

5.8. Пример 2. Требуется определить поверхность охлаждения и число трубок одноходового двухсекционного конденсатора с секциями, расположенными каждая в одном из последовательно включенных по воде двух корпусов, для следующих условий:

Полный расход отработавшего пара на обе секции $D_к^{ном}$ ... 350 кг/с

Среднее давление пара для двух секций $p_к$ ..... 4,4 кПа

Температура охлаждающей воды на входе в первую секцию $t_{1в}$ ..... 15°С

Скорость воды в трубках w ..... 1,9 м/с

Диаметр трубок:

наружный $d_н$ ..... 28 мм

внутренний $d_{вн}$ .... 26 мм

Активная длина трубок в каждой секции ℓ ..... 11,5 м

Число ходов воды z 1

Количество тепла, отдаваемого 1 кг отработавшего пара $\Delta h_к$ ..... 2250 кДж/кг

Коэффициент чистоты α ..... $0{,}85\,\alpha_м$

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-1

Первая (по ходу воды) секция конденсатора.

Количество пара, поступающего в каждую секцию конденсатора:

$$D_к^{(I)} = D_к^{(II)} = \frac{D_к^{ном}}{2} = \frac{350}{2} = 175\ кг/с\ .$$

После предварительных оценочных расчетов принимаем удельную паровую нагрузку конденсатора $d_к$ = 11,05 г/(м^2 · с).

При этом значении $d_к$ поверхность охлаждения каждой секции конденсатора при одинаковом их выполнении находим по формуле (3.6)

$$F^{(I)} = F^{(II)} = \frac{175 \cdot 10^3}{11{,}05} = 15840\ м^2\ .$$

Поверхность охлаждения одной трубки по формуле (3.1):

$$f = \pi \cdot 28 \cdot 11{,}5 \cdot 10^{-3} = 1{,}011\ м^2.$$

Количество трубок в пучке каждой секции

$$N^{(I)} = N^{(II)} = \frac{F^{(I,II)}}{f} = \frac{15840}{1{,}011} = 15670\ шт.$$

При заданной скорости воды w = 1,9 м/с расход охлаждающей воды, проходящей через трубки каждой секции конденсатора, находится из соотношения (3.13):

$$G_0 = w\rho_ж \cdot 0{,}785 \cdot d_{вн}^2 \cdot N =$$

$$= 1{,}9 \cdot 1000 \cdot 0{,}785 \cdot 10^{-6} \cdot 26^2 \cdot 15735 = 15800\ кг/с\ .$$

Множитель $\alpha_м$, учитывающий влияние материала трубок на коэффициент теплопередачи, согласно п.4.4 принят равным 0,95. Тогда коэффициент чистоты α = 0,85·0,95 = 0,808. В соответствии с указаниями разд. 4 находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора.

По формулам (4.3) и (4.2):

$$x^{(I)} = 0{,}12 \cdot 0{,}808\,(1 + 0{,}15 \cdot 15) = 0{,}315\,;$$

$$\varphi_w^{(I)} = \left(\frac{1{,}1 \cdot 1{,}9}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0{,}315} = 0{,}976.$$

По формулам (4.4) и (4.4а) при $d_к$ = 11,05 г/(м^2·с) находим:

$$\delta^{(I)} = 0{,}52 - 0{,}0072 \cdot 11{,}05 = 0{,}440\,;$$

$$\varphi_t^{(I)} = 1 - \frac{0{,}440 \cdot \sqrt{0{,}808}}{1000}\,(35 - 15)^2 = 0{,}846\,.$$

Так как расчет ведется для номинальной паровой нагрузки, принимаем $\varphi_\delta^{(I)} = 1$.

По формуле (4,6):

$$\varphi_z^{(I)} = 1 + \frac{1 - 2}{15}\left(1 - \frac{15}{45}\right) = 0{,}956\,.$$

Находим коэффициент теплопередачи в первой секции конденсатора по формуле (4.I):

$$k^{(I)} = 4070 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}976 \cdot 0{,}846 \cdot 0{,}956 \cdot 10 = 2580\ Вт/(м^2 \cdot К).$$

Кратность охлаждения в каждой секции конденсатора по формуле (3.I0):

$$m = \frac{15800}{175} = 90{,}3$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды в каждой секции по формуле (3.II) при $c_ж$ = 4,I9 кДж/(кг.К):

$$\Delta t = \frac{2250}{4{,}19 \cdot 90{,}3} = 5{,}95К\,.$$

Конечный температурный напор в первой секции конденсатора по формуле (2.5) при

$$n^{(I)} = \frac{2580 \cdot 15840}{15800 \cdot 4.19 \cdot 10^3} = 0{,}617$$

составляет

$$\delta t^{(I)} = \frac{5,95}{e^{0,617} - 1} = 6,97\,K.$$

Температура насыщения отработавшего пара в первой секции конденсатора:

$$t_к^{(I)} = t_{1в} + \Delta t + \delta t = 15 + 5,95 + 6,97 = 27,9\,^{\circ}C,$$

а давление пара $p_к^{(I)}$ соответственно равно 3,76 кПа.

Вторая секция конденсатора

Температура охлаждающей воды на входе во вторую секцию равна температуре охлаждающей воды на выходе из первой секции, т.е.

$$t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t = 15 + 5,95 = 20,95\,^{\circ}C.$$

Находим коэффициент теплопередачи во второй секции конденсатора.

По формулам (4.3) и (4.2)

$$x^{(II)} = 0,12 \cdot 0,808\,(1 + 0,15 \cdot 20,95) = 0,402;$$

$$\Phi_w^{(I)} = \left(\frac{1,1 \cdot 1,9}{\sqrt[4]{26}}\right)^{0,402} = 0,970.$$

По формулам (4.4) и (4.4а), принимая, как и раньше, $\alpha_к$ = 11,05 г/(м^2.С), находим

$$B^{(II)} = 0,52 - 0,0072 \cdot 11,05 = 0,440;$$

$$\Phi_t^{(II)} = 1 - \frac{0,440\sqrt{0,808}}{1000}\,(35 - 20,95)^2 = 0,922.$$

По формуле (4.6):

$$\Phi_z^{(II)} = 1 + \frac{1-2}{15}\left(1 - \frac{20,95}{45}\right) = 0,964.$$

$\Phi_\delta^{(II)}$ для второго корпуса конденсатора тоже равен I.

При множителе $\alpha_м$ = 0,95 находим коэффициент теплопереда-

чи:

$$K^{(II)} = 4070 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}970 \cdot 0{,}922 \cdot 0{,}964 = 2830\ Вт/(м^2 \cdot К).$$

При секционировании конденсатора по давлению его секции (корпуса) обычно имеют одинаковые геометрические размеры, т.е. $F^{(I)} = F^{(II)}, \ell^{(I)} = \ell^{(II)}$ и т.д. Поэтому в данном случае, как уже указывалось выше, $F^{(II)} = 15840\ м^2$.

Конечный температурный напор во второй секции конденсатора по формуле (2.5) при

$$n^{(II)} = \frac{2830 \cdot 15840}{15800 \cdot 4{,}19 \cdot 10^3} = 0{,}677$$

составляет

$$\delta t^{(II)} = \frac{5{,}95}{e^{0{,}677} - 1} = 6{,}14\ К.$$

Температура насыщения отработавшего пара во второй секции конденсатора составляет

$$t_к^{(II)} = t_{tв}^{(II)} + \Delta t + \delta t^{(II)} = 20{,}95 + 5{,}95 + 6{,}14 = 33{,}0\,°С$$

и, следовательно, давление пара

$$p_к^{(II)} = 5{,}04\ кПа.$$

Среднее давление отработавшего пара в двух секциях:

$$p_{к.ср} = \frac{3{,}76 + 5{,}04}{2} = 4{,}4\ кПа.$$

При ступенчатой конденсации за расчетное принимается при одинаковой паровой нагрузке секций среднее арифметическое давление пара для i -й секций или при неравномерном распределении расхода отработавшего пара между секциями конденсатора - средневзвешенное. Полученное в рассмотренном примере среднее значение давления $p_{к.ср}$ достаточно близко совпадает с заданным и расчет можно не повторять. В противном случае расчет должен повторяться при измененных значениях одной или нескольких величин, принимаемых заранее при расчете $d_к$, G_0, ℓ или др.

Поскольку при расчете секционированного конденсатора используется метод итераций, удобно его выполнять с использованием ЭВМ.

В приложении 2 (табл. П2.2) приведена программа *COND2* такого расчета на БЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.

6. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНДЕНСАТОРА

6.I. Гидравлическое сопротивление конденсатора H складывается из сопротивления трубок $H_{тр}$ и сопротивления водяных камер $H_к$: $H = H_{тр} + H_к$.

Величина $H_{тр}$ зависит от внутреннего диаметра и длины трубок, их состояния (степени чистоты), числа ходов воды в конденсаторе, ее температуры и скорости, величина $H_к$ - от числа ходов воды, конфигурации и размеров водяных камер, температуры и скорости течения воды.

Поскольку сопротивление водяных камер, включая сопротивление при входе воды из камер в трубки и выходе из них, составляет обычно относительно небольшую долю общего сопротивления конденсатора H, величину $H_к$ можно приближенно выразить в зависимости от скорости воды в трубках.

6.2. При расчете конденсатора его гидравлическое сопротивление [кПа] рекомендуется определять по следующей формуле:

$$H = 9{,}81 \cdot z \left(\frac{c_0 \ell}{a_c} w^{1{,}75} + 0{,}135 w^{1{,}6} \right), \qquad (6.I)$$

где z - число ходов воды в конденсаторе;
ℓ - длина трубок, м;
w - скорость воды, м/с;
a_c - коэффициент состояния (см. п.4.4);
c_0 - множитель, зависящий от внутреннего диаметра трубок $d_{вн}$ и средней температуры охлаждающей воды $t_{в.ср}$ (см. табл. I).

При определении H в метрах водяного столба постоянный множитель 9,8I в формуле (6.I), а также в приведенной в п. 6.4 формуле (6.2) должен быть исключен.

6.3. Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора H/z, от скорости воды и параметра

$a = \frac{c_0 \ell}{a_c}$ приведена в приложении 3 (рис.П3.I).

Этим графиком можно пользоваться при расчете вместо формулы (6.I). Множитель c_0 при этом берется из табл. I.

6.4. Для секционированного конденсатора при расположении всех секций в одном корпусе используется формула (6.I) при $z = I$. При размещении же каждой из секций двухсекционного одноходового конденсатора в отдельном корпусе и соединении двух аксиально расположенных корпусов с помощью промежуточной водяной камеры гидравлическое сопротивление определяется по формуле

$$H = 9{,}81\left(\frac{1}{a_c}\left(c_0^{(I)}\ell^{(I)} + \ldots\ldots + c_0^{(i)}\ell^{(i)}\right)w^{1{,}75} + 0{,}09iw^{1{,}5}\right), \quad (6.2)$$

где i – число секций; индексами I и i отмечены величины, относящиеся к первой и последней (i-й) секции.

При поперечном расположении корпусов двухсекционного конденсатора, соединенных один с другим по водяной стороне трубопроводами ("калачами"), последнее слагаемое в формуле (6.2) принимается равным ($0{,}135w^{1{,}5} + H_т$),

где $H_т$ – падение давления в соединительных трубопроводах между секциями, подсчитанное обычным методом с учетом их реального выполнения (длины, размеров колен) и расчетной скорости воды.

6.5. Пример 3. Требуется определить гидравлическое сопротивление конденсатора для следующих условий:

Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$ ..... 26 мм
Длина трубок ℓ ....I0,5 м
Число ходов воды z ... 2
Скорость воды w ... 2 м/с
Температура поступающей воды $t_{1в}$ ... I5°C
Температура уходящей воды $t_{2в}$ ... 25,7°C
Коэффициент состояния a_c ... 0,8.

Средняя температура охлаждающей воды:

$$t_{в.ср} = \frac{t_{1в} + t_{2в}}{2} = \frac{15 + 25{,}7}{2} = 20{,}35\,^{\circ}C.$$

Для этого значения $t_{в.ср}$ и заданного $d_{вн}$ = 26 мм находим в табл. I c_0 = 0,05I.

Таблица I

Значения множителя c_0 в формуле (6.I)

Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$, мм	Температура охлаждающей воды $t_{в}$, °С							
	0	5	I0	I5	20	25	30	35
I4	0,II70	0,III8	0,I084	0,I052	0,I0I3	0,0986	0,0960	0,0937
I6	0,I08I	0,I032	0,I002	0,0972	0,0937	0,0905	0,0878	0,0857
I8	0,0938	0,089I	0,0865	0,0838	0,0808	0,0786	0,0766	0,0747
20	0,08I2	0,0776	0,0753	0,0730	0,0704	0,0685	0,0667	0,065I
22	0,0720	0,0687	0,0667	0,0647	0,0624	0,0607	0,0592	0,0577
24	0,0646	0,06I7	0,0599	0,058I	0,0560	0,0545	0,053I	0,05I8
26	0,059I	0,0564	0,0548	0,053I	0,05I2	0,0498	0,0485	0,0474

По формуле (6.I) находим гидравлическое сопротивление:

$$h = 9{,}81 \cdot 2 \left(\frac{0{,}051 \cdot 10{,}5}{0{,}8} \cdot 2^{1{,}75} + 0{,}135 \cdot 2^{1{,}5} \right) = 52\ кПа\ ,$$

или 5,3 м вод.ст.

Если воспользоваться для этой цели графиком приложения 3, то при скорости w = 2 м/с и значении параметра

$$c = \frac{0{,}051 \cdot 10{,}5}{0{,}8} = 0{,}670$$

найдем H/z = 26 кПа и соответственно H = 52 кПа.

7. ЧИСЛО И ПОДАЧА ВОЗДУШНЫХ НАСОСОВ

7.I. Поскольку присосы воздуха в вакуумную систему турбоагрегата зависят от ее размеров и состояния, меняющихся в условиях эксплуатации, целесообразно устанавливать не менее двух основных воздушных насосов - рабочего и резервного.

Поддержание заданного давления в конденсаторе при расчетном режиме его работы и расчетном расходе воздуха, проникающего через неплотности в вакуумной системе, должно обеспечиваться при работе одного из воздушных насосов. Суммарная же подача устанавливаемых воздушных насосов должна обеспечивать бесперебойную работу турбоагрегата с номинальной нагрузкой при присосах воздуха, превышающих в определенных пределах расчетные, когда неплотности, вызвавшие повышенные присосы воздуха, не могут быть устранены без останова турбоагрегата.

Удовлетворяющая указанным требованиям подача основных воздушных насосов должна определяться с учетом особенностей эксплуатационных характеристик воздушных насосов разных типов при отсасывании ими смеси, содержащей кроме воздуха остаточный (несконденсировавшийся) пар.

В случае необходимости должны устанавливаться для ускорения создания вакуума при пуске турбоагрегата кроме основных также и специальные пусковые воздушные насосы.

7.2. Подача основных воздушных насосов принимается согласно указаниям пп. 7.4 и 7.5, исходя из значения наибольших допустимых присосов воздуха $G_{в.н}$ при нормальных условиях, определяемых по ПТЭ или подсчитываемых по формулам

$$G_{в.н} = D_к^{ном}/25 + 2 \quad при \quad D_к^{ном} \geqslant 14 \ кг/с \qquad (7.1)$$

и

$$G_{в.н} = D_к^{ном}/12{,}5 + 1{,}4 \quad при \quad D_к^{ном} < 14 \ кг/с, \qquad (7.2)$$

где $D_к^{ном}$ приводится в $кг/с$ и $G_{в.н}$ – в $г/с$.

Для многокорпусного конденсатора величина $D_к^{ном}$ – суммарный расход отработавшего пара, поступающего при расчетном режиме во все корпуса, обслуживаемые общей группой воздушных насосов.

Значения $G_{в.н}$ по ПТЭ или формулам (7.1) и (7.2) относятся к турбоагрегатам энергоблоков, работающих на органическом топливе, и блоков двухконтурных АЭС. Воздушные насосы одноконтурных АЭС должны быть также рассчитаны на удаление газов, образующихся в результате радиолитического разложения части воды в реакторе.

7.3. Для выбора типоразмера или выдачи задания на проектирование воздушных насосов необходимо определить кроме $G_{вн}$ также давление и температуру паровоздушной смеси, отсасываемой ими при расчетном режиме работы установки.

Поскольку определение параметров удаляемой из конденсатора паровоздушной смеси расчетным путем наталкивается на значительные трудности, при определении номинальных условий работы воздушного насоса (но не для других целей) можно воспользоваться следующими приближенными соотношениями:

расчетное давление (кПа) на стороне всасывания насоса:

$$p_{н.р} = 0{,}92\, p_к ; \qquad (7.3)$$

расчетная температура (^{o}C) отсасываемой паровоздушной смеси (при пароструйном эжекторе):

$$t_{см.р} = 0{,}7 t_к + 0{,}3 t_{1в} , \qquad (7.4)$$

где $p_к, t_к$ – расчетные давление и температура отработавшего пара, поступающего в конденсатор, кПа и ^{o}C;

$t_{1в}$ – расчетная температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, ^{o}C.

Для секционированного конденсатора с каскадным перепуском удаляемой паровоздушной смеси в сторону секции, находящейся на стороне входа охлаждающей воды, в уравнениях (7.3) и (7.4) принимаются значения $p_к$ и $t_к$, отвечающие указанной секции.

7.4. Для пароструйного эжектора значение температуры $t_{см.р}$ определяет давление на стороне всасывания $p''_{а.р}$ при $G_в = 0$ (в точке *1* характеристики рис. 3,*а*), равное давлению насыщения водяного пара при этой температуре.

Требуемая объемная производительность пароструйного эжектора, представляющая собой объемный расход отсасываемой паровоздушной смеси, сохраняющийся практически постоянным в пределах рабочего участка характеристики I–2 независимо от $t_{см}$ (см. рис. 3,*а*), должна составлять

$$V_{н.п} = 2{,}87 \cdot 10^{-4} G_{вн} \frac{t_{см.р} + 273}{p_{н.р} - p''_{а.р}} \text{ м}^3/\text{с} . \qquad (7.5)$$

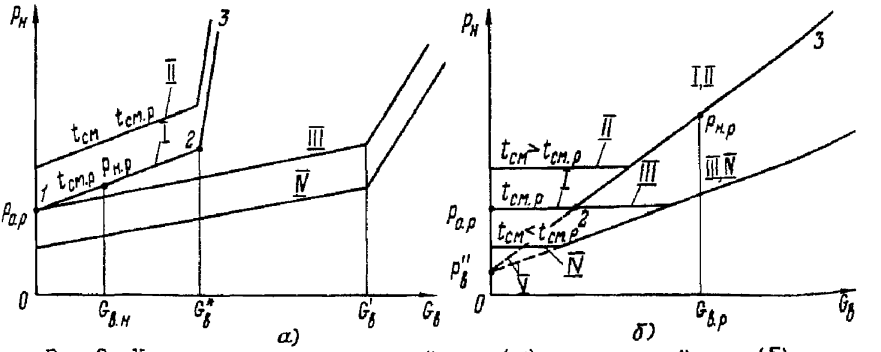

Рис.3. Характеристики пароструйного (*а*) и водоструйного (*б*) эжекторов:

I – характеристика одного эжектора при расчетном режиме ; II – то же при температуре смеси, превышающей расчетную; III – совмещенная характеристика двух эжекторов при расчетной температуре смеси; IУ – то же при температуре смеси ниже расчетной; У – сухой воздух

Характеристика $p_н - G_в$ пароструйного эжектора имеет перегрузочный участок, при переходе на который давление на стороне всасывания резко возрастает, вследствие чего работа его с перегрузкой недопустима. Массовая производительность эжектора, при превышении которой он переходит на перегрузочную ветвь его характеристики (участок 2-3 на рис. 3,*а*), должна быть не менее

$$G_в^* = n G_{в.н} \quad , \qquad (7.6)$$

где n – коэффициент запаса, принимаемый равным 2-3.

Установка нескольких, как правило двух, пароструйных эжекторов указанной производительности позволяет при включении всей их группы на параллельную работу предотвратить их перегрузку при росте присосов воздуха до $G_в' = a G_в^*$, где a – число основных эжекторов (см. совмещенную характеристику III, рис. 3,*а*).

7.5. Водоструйный эжектор также имеет характеристику $p_н - G_в$, состоящую при данной температуре $t_{см}$ из двух ветвей (см. участки I-2 и 2-3 на рис. 3,*б*), но с той разницей, что практически постоянная объемная производительность эжектора соответствует второму участку, вследствие чего он протекает значительно положе перегрузочного участка характеристики пароструйного эжектора и рабочая точка, отвечающая заданным $G_{в.н}$ и $p_{н.р}$, может находиться на этом участке.

Требуемая объемная производительность каждого основного водоструйного эжектора, отвечающая его характеристике при отсасывании сухого воздуха и расчетному расходу воздуха $G_{в.р} = n\,G_{в.н}$, должна составлять

$$V_{н.в} = 2{,}87 \cdot 10^{-4} G_{в.р} \frac{t_р + 273}{p_{н.р} - p''_в} \ м^3/с, \qquad (7.7)$$

где $p''_в$ – давление насыщения водяного пара при расчетной температуре рабочей воды $t_р$, кПа;

n – коэффициент запаса, равный 2–3.

7.6. Двухступенчатые водокольцевые насосные агрегаты имеют при отсасывании паровоздушной смеси сначала быстро возрастающую с увеличением $G_в$ объемную производительность $V_н$, затем рост $V_н$ замедляется и объемная производительность стремится к постоянному значению. Соответственно характеристика $p_н - G_в$ водокольцевого агрегата не имеет круто возрастающего перегрузочного участка, и при выборе насоса рабочая точка может располагаться на любом участке этой характеристики.

Указания по выбору водокольцевых воздушных насосов смогут быть конкретизированы после организации отечественного производства таких насосов для конденсационных установок паровых турбин и получения их опытных эксплуатационных характеристик.

7.7. Пример 4. Найти требуемую производительность двух пароструйных эжекторов, предназначенных для удаления воздуха из конденсатора, рассчитанного в примере I (п.5.7). Оба эжектора должны быть однотипными с одинаковой объемной и массовой производительностью.

Заданные условия:

Номинальный расход отработавшего пара .. $D_к^{ном}$ ... I75кг/с

Давление в конденсаторе $p_к$ ... 4,4 кПа

Температура отработавшего пара $t_к$ ... 30,7°С

Температура охлаждающей воды $t_{1в}$ ... I5°С

Расчетный присос воздуха в вакуумную систему по формуле (7.I):

$$G_{в_н} = 175/25 + 2 = 9 г/с \ (32 кг/ч).$$

Расчетные параметры отсасываемой из конденсатора паровоздушной смеси по формулам (7.3) и (7.4): $p_{н.р}$ = 4,05 кПа;

$t_{см.р}$ = 26,0°С. Из таблиц для насыщенного водяного пара (приложение 4) находим для полученного значения $t_{см.р}$ давление $p''_{ор}$ =3,36 кПа.

Подставляя найденные значения в формулу (7.5), получаем требуемую объемную производительность каждого эжектора

$$V_н = 2{,}87 \cdot 10^{-4} \cdot 9 \frac{26+273}{4{,}05-3{,}36} = 1{,}12\ м^3/с .$$

7.8. Пример 5. Найти требуемую производительность каждого из двух водоструйных эжекторов для условий п р и м е р а 4. Заданная температура рабочей воды $t_р$ = 15°С.

Из таблиц для насыщенного водяного пара (см.приложение 4) находим для заданной температуры $t_р$ давление $p''_в$ = 1,7 кПа.

Расчетный расход воздуха для водоструйного эжектора согласно п. 7.5 составит при n = 3 $G_{в.р} = n\,G_{вн}$ = 3 . 9 = 27 г/с,

где $G_{вн}$ = 9 г/с (см. п. 7.7, пример 4).

Требуемая объемная производительность каждого эжектора при отсасывании сухого воздуха по формуле (7.7):

$$V_{н.в} = 2{,}87 \cdot 10^{-4} \cdot 27 \frac{15+273}{4{,}05-1{,}7} = 0{,}95\ м^3/ч.$$

8. ФОРМУЛЯР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРА

Результаты теплового расчета конденсатора удобно заносить в таблицу, особенно, если расчеты производятся для нескольких вариантов или выполняется расчет конденсатора, в котором отдельные корпуса (секции) соединены по охлаждающей воде последовательно (ступенчатая конденсация). Пример расчетного формуляра приводится ниже. Содержащиеся в нем числовые значения взяты из рассматриваемого выше примера I (п. 5.7), поэтому дополнительные разъяснения по их определению не даются.

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант	
				I	2
I. Расход отработавшего пара главной турбины	$D_к$	кг/с	Из теплового расчета турбины	I75	
2. То же, вспомогательных механизмов	$\Sigma D_{всп}$	кг/с	По заданию	Нет	
3. Расчетная паровая нагрузка конденсатора	$D_к^{ном}$	кг/с	$D_к^{ном} = D_2 + \Sigma D_{всп}$	I75	
4. Давление в конденсаторе	$p_к$	кПа	По заданию	4,4	
5. Энтальпия отработавшего пара	h_2	кДж/кг	Из теплового расчета турбины (см. пп.5.I и 5.2)	2338,5	
6. Температура отработавшего пара	$t_к$	°С	По приложению	30,7	
7. Энтальпия конденсата	$h_к$	кДж/кг	По температуре и таблицам для водяного пара	I28,5	
8. Количество тепла, отдаваемого паром	$\Delta h_к$	кДж/кг	$\Delta h_к = h_2 - h_к$ или по указаниям п.5.2	2260	
9. Тепловая нагрузка конденсатора	Q	кВт	По указаниям п. 3.I0	395500	
I0. Расход охлаждающей воды	G_0	кг/с	По заданию	8825	
II. Кратность охлаждения	m	–	$m = G_0 / D_к$	50,5	
I2. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор	$t_{1в}$	°С	По заданию	I5	
I3. Скорость воды в трубках	w	м/с	По заданию	2	
I4. Материал трубок	–	–	По заданию	Мельхиор	Медноникелевый сплав МНЖ5-I
I5. Диаметр трубок (наружный/внутренний)	$d_н/d_{вн}$	мм	По заданию	28/26	

	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант I	Вариант 2
I6.	Число ходов воды	Z	–	По заданию	2	
I7.	Коэффициент чистоты	a	–	По заданию, см.п.4.4	0,808	
I8.	Удельная паровая нагрузка	$d_к$	$г/(м^2 \cdot с)$	Задается предварительно	II,5	
I9.	Вспомогательные величины к определению коэффициента теплопередачи	x	–	По формуле (4.3)	0,3I5	
		Φ_w	–	По формуле (4.2)	0,992	
		Φ_t	–	По формуле (4.4)	0,842	
		Φ_z	–	По формуле (4.6)	I	
		Φ_δ	–	По указаниям п. 4.2	I	
20.	Коэффициент теплопередачи	K	$Вт/(м^2 \cdot К)$	По формуле (4.I) или по рисункам приложения I	2745	
2I.	Нагрев охлаждающей воды	Δt	К	По формуле (3.II)	I0,7	
22.	Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора	$t_{2в}$	^oC	$t_{2в} = t_{1в} + \Delta t$	25,7	
23.	Средняя разность температур	$\delta t_{ср.л}$	К	По формуле (2.4)	9,29	
24.	Поверхность охлаждения конденсатора	F	$м^2$	По формуле (5.I)	I55I0	
25.	Число трубок	N	–	По формуле (5.2)	I6620	
26.	Длина трубок	ℓ	м	По формуле (5.3)	I0,6	
27.*	Температурный напор (конечный)	δt	К	По формуле (2,5)	5,02	

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант I	Вариант 2
28.* Температура отработавшего пара	$t_к$	°С	По формуле (2.1)	30,7	
29. Множитель в формуле гидравлического сопротивления	c_o	–	По табл. I	0,0511	
30. Гидравлическое сопротивление конденсатора	H	кПа	По формуле (6.1) или приложению 3	62	
31. Расчетный присос воздуха	$G_{вн}$	г/с	По формулам (7.1) и (7.2)	9	
32. Коэффициент запаса для воздушного насоса	n	–	По заданию	3	
33.* Число пароструйных эжекторов		–	По заданию	2	
34.* Расчетное давление на стороне всасывания пароструйного эжектора	$p_{н.р}$	кПа	По формуле (7.3)	4,00	
35.* Расчетная температура паровоздушной смеси	$t_{см.р}$	°С	По формуле (7.4)	26	
36.* Давление насыщенного пара при температуре $t_{см.р}$	$p''_{ср}$	кПа	По таблицам для водяного пара (приложение 4)	3,30	
37.* Требуемая объемная производительность каждого пароструйного эжектора	$V_{н.п}$	м³/с	По формуле (7.5)	1,12	

* Если при известном значении F надо найти давление отработавшего пара, пользуются пп. 27,28.

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Источник или метод определения	Вариант I	Вариант 2
38*. Число водоструйных эжекторов	n	-	По заданию	2	
39.* Расчетный расход воздуха для каждого водоструйного эжектора	$G_{в.р}$	г/с	По п.7.5	27	
40.* Температура рабочей воды	$t_р$	°С	По заданию	I5	
4I.* Давление насыщенного пара при температуре рабочей воды	$p''_б$	кПа	По таблицам для водяного пара (приложение 4)	I,7	
42.* **Расчетное давление на стороне всасывания водоструйного эжектора**	$p_{н.р}$	кПа	По формуле (7.3)	4,05	
43.* Требуемая объемная производительность каждого водоструйного эжектора	$V_{н.б}$	м³/с	По формуле (7.7)	0,95	

* Пункты 38-43 вместо пунктов 33-37 при установке водоструйных эжекторов.

9. ПОСТРОЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНДЕНСАТОРА

9.I. Основной эксплуатационной характеристикой конденсатора является зависимость давления в конденсаторе $p_к$ от паровой нагрузки $D_к$ (или $d_к$) и температуры охлаждающей воды $t_{1в}$ при данном ее расходе G_0. Для контроля работы конденсатора в условиях эксплуатации удобно пользоваться и другой его характеристикой - зависимостью температурного напора δt от $D_к$ и $t_{1в}$ при данном G_0. Та и другая зависимости (характеристики) строятся по опытным или расчетным данным для различных расходов охлаждающей воды.

9.2. При построении эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем давление пара $p_к$ находится по его тем-

пературе, определяемой по формуле (2.I):

$$t_к = t_{1в} + \Delta t + \delta t.$$

При этом нагрев воды Δt (см. п. 2.2 и 3.I6) подсчитывается по формуле (2.2) или (3.II):

$$\Delta t = \frac{\Delta h_к}{c_ж m},$$

конечный температурный напор - по формуле (2.5):

$$\delta t = \frac{\Delta t}{e^n - 1},$$

где $n = \frac{kF}{c_ж G_в 10^3}$ и $c_ж$ = 4,I9 кДж/(кг·К),

e^n - см. приложение 5.

9.3. Расчет для каждого из заданных расходов охлаждающей воды начинается с определения температурного напора $\delta t^{ном}$ при номинальном расходе отработавшего пара $D_к^{ном}$ и разных температурах охлаждающей воды. При этом коэффициент теплопередачи определяется согласно указаниям разд. 4. Значения e^n, входящие в формулу для δt, приведенную в п. 9.2, могут быть взяты для различных n из таблиц приложения 5.

При понижении паровой нагрузки конденсатора $D_к$ до некоторого значения $D_к^{зр}$ и других неизменных условиях (данной температуре охлаждающей воды на входе и данном ее расходе) температурный напор изменяется прямо пропорционально нагрузке и составляет:

$$\delta t = \delta t^{ном} \frac{D_к}{D_к^{ном}}. \qquad (9.I)$$

Величина $D_к^{зр}$ зависит от температуры охлаждающей воды и воздушной плотности вакуумной системы и может быть приближенно определена по формуле

$$D_к^{зр} = s D_к^{ном}, \qquad (9.2)$$

где при

$t_{1б}$ °С	0	5	10	15	20	25	30	35
s ,	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45

При $D_к < D_к^{гр}$ температурный напор обычно выше, чем это следует из формулы (9.I), вследствие влияния, главным образом, возрастающих при частичных нагрузках части низкого давления турбины присосов воздуха в вакуумную систему. Для области паровых нагрузок конденсатора $D_к < D_к^{гр}$ следует определять δt по формуле

$$\delta t = \frac{\delta t^{ном}}{j}\left[s + \frac{D_к}{D_к^{ном}}(j-1)\right], \qquad (9.3)$$

где j - зависит от изменения воздушной плотности системы с изменением $D_к$ и может обычно приниматься равной 2.

Поэтому для области $D_к < D_к^{гр}$ при $j = 2$

$$\delta t = \frac{\delta t^{ном}}{2}\left(s + \frac{D_к}{D_к^{ном}}\right). \qquad (9.4)$$

9.4. В соответствии с указаниями п. 9.3 по формулам (9.I) и (9.4) подсчитываются значения температурного напора δt для различных значений расхода охлаждающей воды, ее температуры на входе и паровой нагрузки конденсатора. Результаты подсчетов удобно свести в таблицу, по которой строится график температурных напоров.

9.5. С целью определения давлений в конденсаторе для каждой температуры воды $t_{1б}$ (и данного ее расхода G_0) на графике температурных напоров находятся через определенные интервалы паровой нагрузки $D_к$ значения δt и по формуле (2.2) подсчитываются соответствующие значения Δt (с учетом изменения кратности охлаждения $m = G_0/D_к$ в зависимости от паровой нагрузки при неизменном расходе охлаждающей воды). Значения $\Delta h_к$ определяются при этом согласно указаниям п. 5.2.

Затем подсчитываются по формуле (2.I) значения $t_к$ и по таблицам водяного пара (приложение 4) находятся значения $p_к$. Полученные данные также сводятся в таблицу, по которой строится график давлений в конденсаторе. Ниже даются примеры построения эксплуатационных характеристик конденсатора расчетным путем.

Расчеты эксплуатационных характеристик могут также выполняться на ЭВМ.

9.6. Пример 6. Построить эксплуатационные характеристики односекционного конденсатора для условий примера I (п. 5.7):

Номинальный расход отработавшего пара $D_к^{ном}$ ... I75 кг/с
Номинальный расход охлаждающей воды G_0 ... 8825 кг/с
Скорость воды в трубках w ... 2 м/с
Количество тепла, отдаваемого I кг пара $\Delta h_к$ ...2260кДж/кг
Поверхность охлаждения конденсатора F .... I55I0 $м^2$
Число трубок в конденсаторе N I6620
Внутренний диаметр трубок $d_{вн}$ ... 26 мм
Число ходов воды в конденсаторе z 2
Коэффициент чистоты a ... 0,85 $a_м$;
Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ-5-I

я расхода охлаждающей воды G_0 = 8825 кг/с находим зна-

$$B=\frac{1{,}1w}{\sqrt[4]{d_{вн}}}=\frac{1{,}1\cdot 2{,}0}{\sqrt[4]{26}}\ 0{,}974.$$

По заданию расчетная кратность охлаждения (при номинальных расходах пара и охлаждающей воды) составляет

$$m=\frac{8825}{175}=50{,}4$$

и соответствующий нагрев охлаждающей воды

$$\Delta t=\frac{2260}{4{,}19\cdot 50{,}4}=10{,}7\ К.$$

Сначала определим при номинальных расходах пара и охлаждающей воды значения температурного напора $\delta t^{ном}$ для разных температур воды $t_{1в}$ от 0 до 45°С.

Так, например, найдем в соответствии с указаниями разд.4 коэффициент теплопередачи для $t_{1в}$ = 0°С.

По формулам (4.3) и (4.2)

$$x=0{,}12\cdot 0{,}808(1+0{,}15\cdot 0)=0{,}097;$$

$$\Phi_w=0{,}974^{0{,}097}=0{,}997.$$

При номинальной удельной паровой нагрузке

$$d_к = \frac{175}{15510} = 11{,}3 \cdot 10^{-3}\ кг/(м^2 с) = 11{,}3\ г/(м^2 с)$$

по формуле (4.4а) находим

$$B = 0{,}52 - 0{,}0072 \cdot 11{,}3 = 0{,}439$$

и по формуле (4.4)

$$\Phi_t = 1 - \frac{0{,}439\sqrt{0{,}808}}{1000}(35-0)^2 = 0{,}517.$$

Коэффициенты Φ_z и $\Phi_б$ равны I. Множитель $a_м$ принят равным 0,95 в соответствии с п. 4.4.

Находим коэффициент чистоты

$$a = 0{,}85\, a_м = 0{,}85 \cdot 0{,}95 = 0{,}808$$

и коэффициент теплопередачи $к$ по формуле (4.I):

$$к = 4070 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}997 \cdot 0{,}517 \cdot 1 \cdot 1 = 1695\ Вт/(м^2 \cdot К).$$

При подсчитанном значении $К$ и заданных значениях F и G_0 получаем по формуле (2.5):

$$n = \frac{1695 \cdot 15510}{4{,}19 \cdot 8825 \cdot 10^3} = 0{,}711$$

и $e^n = e^{0{,}711} = 2{,}04$ (см. приложение 5).

Искомый температурный напор составляет по формуле (2.3):

$$\delta t^{ном} = \frac{10{,}7}{2{,}04 - 1} = 10{,}3\ К.$$

Аналогичные подсчеты производятся для других температур охлаждающей воды на входе с интервалом, например, 5°С. Результаты расчетов сведены в табл. 2. Далее по формуле (4.8) определяются значения граничного расхода пара $D_к^{гр}$, также приведенные в табл. 2.

Значения температурного напора δt при разных расходах пара в конденсатор от $D_к$ = 25 кг/с до $D_к^{ном}$ = I75 кг/с подсчитываем с помощью формул (9.I) и (9.4).

Например, при $t_{1в}$ = I0°С S = 0,7 и по формуле (4.8) находим

$$D_к^{гр} = 0{,}7 \cdot 175 = 122{,}5\ кг/с.$$

Таблица 2

Определение $\delta t^{ном}$ и $D_к^{гр}$ при разных значениях $t_{1в}$
(Δt=10,7К, $G^{ном}$=882Б кг/с, $D_к^{ном}$=175 кг/с, к примеру 6)

Величина	Единица измерения	Источник или метод определения	Значения									
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$	°С	По заданию	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Величина x	—	Формулы (4.3 и 4.3а)	0,097	0,17	0,242	0,315	0,388	0,461	0,533	0,606	0,679	0,751
Множитель Φ_w	—	Формула (4.2)	0,997	0,996	0,994	0,992	0,990	0,988	0,987	0,987	0,987	0,987
Величина B	—	Формула (4.4а)	← 0,439 →									
Множитель Φ_t	—	Формула (4.5)	0,517	0,645	0,753	0,842	0,911	0,961	0,990	1,0	1,01	1,02
Коэффициент теплопередачи K	Вт/(м^2.К)	Формула (4.1)	1695	2110	2460	2745	2965	3120	3215	3245	3280	3310
Величина n	—	Формула (2.5)	0,711	0,885	1,03	1,15	1,24	1,31	1,35	1,36	1,37	1,39
Величина e^n	—	Приложение 4	2,04	2,42	2,80	3,16	3,47	3,71	3,86	3,90	3,96	4,00
Температурный напор $\delta t^{ном}$	К	Формула (2.5)	10,3	7,51	5,92	4,94	4,33	3,95	3,75	3,68	3,62	3,55
Величина s		Формула (4.8)	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4	0,35
Граничный расход пара $D_к^{гр}$	кг/с	Формула (4.8)	140	131,3	122,5	113,8	105	96,3	87,5	78,8	70	61,2

При номинальном расходе пара $D_к^{ном}$ = 175 кг/с (и при заданном расходе охлаждающей воды) согласно табл. 2 $\delta t^{ном} = 5{,}92$ К.

При расходах пара в конденсатор $D_к > D_к^{гр}$ находим δt по формуле (9.I).

Например, при $t_{1в}$ = I0°C и $D_к$ = I50 кг/с

$$\delta t = 5{,}92 \ \frac{150}{175} = 5{,}07 \text{ К}.$$

При расходах пара в конденсатор $D_к < D_к^{гр}$ находим δt по формуле (9.4). Например, при $t_{1в}$ = I0°C и $D_к$ = 50 кг/с.

$$\delta t = \frac{5{,}92}{2}\left(0{,}7 + \frac{50}{175}\right) = 2{,}92 \text{ К}.$$

Подсчитанные таким путем значения δt для разных температур охлаждающей воды и расходов пара приведены в табл. 3. Пользуясь этой таблицей, строим для данного расхода охлаждающей воды график зависимости температурных напоров от $t_{1в}$ и $D_к$, приведенный на рис. 4.

При построении зависимости давления в конденсаторе $p_к$ от $D_к$ и $t_{1в}$ следует учесть, что при постоянном расходе охлаждающей воды G_0 изменению расхода пара $D_к$ отвечает изменение кратности охлаждения m, а следовательно, и нагрева воды Δt. Примем, что количество тепла $\Delta h_к$, отдаваемого каждым килограммом пара, остается при всех расходах отработавшего пара неизменным и равным 2260 кДж/кг (при наличии соответствующих проектных или опытных данных можно уточнить расчет, учитывая изменение $\Delta h_к$ в зависимости от режима работы турбины). Пользуясь формулой (3.II), найдем для каждого расхода пара значения Δt, которые приведены в табл. 4. Располагая величинами Δt и δt (табл. 3), можно подсчитать для каждой пары значений $D_к$ и $t_{1в}$ соответствующие значения температуры отработавшего пара $t_к$ и его давления $p_к$.

Например, при $D_к$ = I50 кг/с и $t_{1в}$ = I0°C найдем Δt = 9,I7К и δt = 5,07 К.

По формуле (2.I) находим

$$t_к = 10 + 9{,}17 + 5{,}07 = 24{,}2 \ ^\circ C$$

и по таблицам для насыщенного водяного пара (приложение 5) определяем:

$$p_к = 3{,}06 \text{ кПа}.$$

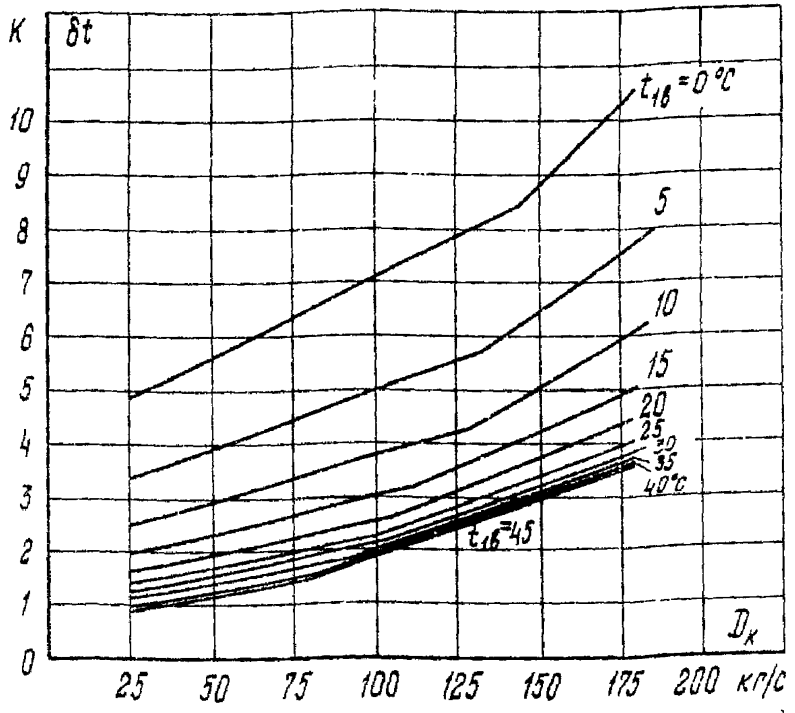

Рис.4. Температурный напор в конденсаторе (к примеру 6)

Найденные таким образом значения $p_к$ для ряда значений $t_{1в}$ и $D_к$ и G_0 = 9825 кг/с приведены в табл. 7. На основе этой таблицы строим характеристику конденсатора, показанную на рис. 5.

Аналогичным путем могут быть построены графики температурных напоров $\delta t = f(D_к, t_{1в})$ и зависимость $p_к = f(D_к, t_{1в})$ для других расходов охлаждающей воды.

Описанные выше расчетные операции для построения характеристики конденсатора можно выполнить с помощью ЭВМ. В приложении 2 (табл. П2.3) дается программа *PKDT* расчета характеристик конденсатора на БЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.

9.7. Особенность расчета характеристики конденсатора, в котором осуществляется ступенчатая конденсация, состоит в том, что сначала строится характеристика для первого по ходу охлаждающей воды корпуса (или секции) конденсатора по методу, описанному в разд.9 (пример 6, п.9.6).

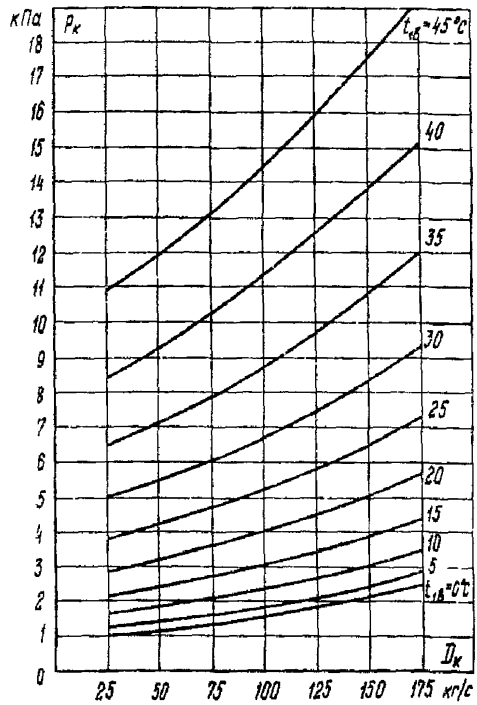

Рис. 5. Давление в конденсаторе (к примеру 6)

Обычно секции (корпусы), последовательно включенные по охлаждающей воде, как уже отмечалось, не отличаются одна от другой по размеру поверхности охлаждения и конструктивному выполнению. Поэтому характеристики $p_к^{(i)}=f(D_к^{(i)}, t_{1в}^{(i)}, G_0)$ всех секций одинаковы, причем для них, как правило, одинаковы расход охлаждающей воды G_0 и паровая нагрузка $D_к^{(i)}=D_к/i$, где i – число ступеней конденсации. Но заданному режиму работы конденсатора соответствуют различные температуры воды $t_{1в}^{(i)}$, поступающей в отдельные секции. В первую секцию поступает охлаждающая вода с температурой $t_{1в}$, во вторую – $t_{1в}^{(II)}=t_{1в}+\Delta t^{(I)}$ и т.д. При контроле работы секционированного конденсатора в условиях эксплуатации удобнее, однако, пользоваться характеристиками, показывающими давления $p_к^{(i)}$ или $\delta t^{(i)}$ во всех секциях в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды $t_{1в}$.

Таблица 3

Определение δt при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$ ($\hat{\delta}_0^{ном}$=9825 кг/с; к примеру 6)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара $D_к$		кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
Относительный расход пара $D_к/D_к^{ном}$		—	0,I43	0,286	0,429	0,57I	0,7I4	0,857	I
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$,°С:									
0	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,943	I,08	I,23	I,37	I,5I	–	–
	δt	К	4,87	5,60	6,34	7,08	7,82	8,85	I0,3
5	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,893	I,04	I,I8	I,32	I,46	–	–
	δt	К	3,35	3,89	4,43	4,96	5,50	6,44	7,5I
I0	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,843	0,986	I,I3	I,27	–	–	–
	δt	К	2,49	2,92	3,34	3,76	4,23	5,07	5,92
I5	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,793	0,936	I,08	I,22	–	–	–
	δt	К	I,96	2,3I	2,66	3,02	3,53	4,24	4,94
20	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,743	0,886	I,03	I,I7	–	–	–
	δt	К	I,6I	I,92	2,23	2,54	3,09	3,7I	4,33
25	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,693	0,836	0,979	–	–	–	–
	δt	К	I,37	I,65	I,94	2,26	2,83	3,39	3,96
30	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,643	0,786	0,929	–	–	–	–
	δt	К	I,2I	I,47	I,74	2,I4	2,68	3,22	3,75
35	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,593	0,736	0,879	–	–	–	–
	δt	К	I,09	I,36	I,62	2,II	2,63	3,I6	3,68
40	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,543	0,686	–	–	–	–	–
	δt	К	0,98	I,24	I,55	2,07	2,58	3,I0	3,62
45	$S+D_к/D_к^{ном}$	—	0,493	0,636	–	–	–	–	–
	δt	К	0,87	I,I3	I,52	2,03	2,54	3,05	3,55

Таблица 4

Определение p_K при разных значениях D_K и $t_{1в}$
($G_o^{нбм}$ =8825 кг/с; к примеру 6)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход пара D_K		кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
Кратность охлаждения		-	353	I76,5	II7,7	88,25	70,6	58,8	50,4
Перепад температур Δt		K	I,53	3,06	4,58	6,II	7,64	9,I7	I0,7
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$, °С:									
	δt	K	4,87	5,60	6,34	7,08	7,82	8,85	I0,3
0	t_K	°С	6,40	8,66	I0,9	I3,2	I5,5	I8,0	2I,0
	p_K	кПа	0,958	I,I2	I,30	I,52	I,75	2,06	2,49
	δt	K	3,35	3,89	4,43	4,96	5,50	6,44	7,5I
5	t_K	°С	9,88	II,0	I4,0	I6,I	I8,I	20,6	23,2
	p_K	кПа	I,22	I,40	I,60	I,83	2,07	2,43	2,84
	δt	K	2,49	2,9I	3,33	3,76	4,22	5,07	5,92
I0	t_K	°С	I4,0	I6,0	I7,9	I9,9	2I,9	24,2	26,6
	p_K	кПа	I,60	I,82	2,05	2,3I	2,62	3,06	3,48
	δt	K	I,96	2,3I	2,67	3,02	3,52	4,23	4,94
I5	t_K	°С	I8,5	20,4	22,2	24,I	26,2	28,4	30,6
	p_K	кПа	2,08	2,40	2,68	3,00	3,39	3,87	4,40
	δt	K	I,6	I,9I	2,22	2,54	3,09	3,7I	4,33
20	t_K	°С	23,I	25,0	26,8	28,6	30,7	32,9	35,0
	p_K	кПа	2,83	3,I6	3,52	3,92	4,42	5,00	5,63
	δt	K	I,37	I,65	I,94	2,26	2,83	3,39	3,96
25	t_K	°С	27,9	29,7	3I,5	33,4	35,5	37,6	39,7
	p_K	кПа	3,76	4,I7	4,63	5,I4	5,77	6,47	7,24
	δt	K	I,2I	I,47	I,74	2,I4	2,68	3,22	3,75
30	t_K	°С	32,7	34,5	36,3	38,2	40,3	42,4	44,4
	p_K	кПа	4,96	5,48	6,05	6,7I	7,50	8,37	9,32

Окончание таблицы 4

Величина		Единица измерения	Значение						
35	δt	К	I,09	I,36	I,62	2,II	2,63	3,I6	3,68
	$t_к$	°С	37,6	39,4	4I,2	43,2	45,3	47,3	49,4
	$p_к$	кПа	6,48	7,I5	7,87	8,74	9,72	I0,8	I2,0
40	δt	К	0,982	I,24	I,55	2,07	2,58	3,I0	3,62
	$t_к$	°С	42,5	44,3	46,I	48,2	50,2	52,3	54,3
	$p_к$	кПа	8,42	9,24	I0,2	II,3	I2,5	I3,8	I5,2
45	δt	К	0,876	I,I3	I,52	2,03	2,54	3,05	3,55
	$t_к$	°С	47,4	49,2	5I,I	53,I	55,2	57,2	59,2
	$p_к$	кПа	I0,8	II,8	I3,0	I4,4	I5,9	I7,5	I9,2

При построении таких характеристик давление пара и конечный температурный напор в каждой из секций можно определить графическим путем по характеристике, полученной для одной секции.

9.8. Пример 7. Необходимо построить эксплуатационные характеристики двухсекционного конденсатора для условий примера 2 (п.5.8):

Расход пара на одну секцию конденсатора $D_к^{ном}$ ... I75 кг/с

Номинальный расход охлаждающей воды G_0 .... I58СС кг/с

Скорость воды в трубках при номинальном расходе воды w ..... I,9 м/с

Диаметр трубок :

наружный d .... 28 мм

внутренний $d_{вн}$ .... 26 мм

Количество тепла, отдаваемого I кг отработавшего пара $\Delta h_к$ .... 2250 кДж/кг

Поверхность охлаждения одной секции F .... I58IC $м^2$

Число трубок в одной секции N I5670

Число ходов воды z I

Коэффициент чистоты a .... 0,85 $a_м$

Материал трубок - медноникелевый сплав МНЖ 5-I

Сначала рассчитаем и построим характеристику первой секции конденсатора в соответствии с указаниями разд. 9 и примера 6

(п.9.8). Результаты расчета для номинального расхода воды сведены в табл. 5,6 и 7 без дополнительных пояснений.

На основе этих таблиц построены для одной секции конденсатора зависимости температурного напора и давления для разных значений $t_{1в}$, $D_к^{(I)}$ и G_0 = 15800 кг/с, показанные на рис. 6 и 7. При температуре воды $t_{1в}$ они соответствуют первой секции, а при температуре $t_{1в}^{(II)} = t_{1в} + \Delta t^{(I)}$ – второй секции.

Значения температуры воды на выходе из первой секции $t_{2в}^{(I)} = t_{1в} + \Delta t^{(I)}$, требующиеся для построения характеристик второй секции при разных значениях $t_{1в}$, приведены в табл. 7.

Так, например, при $D_к$ = 150 кг/с и $t_{1в}$ = 15°С находим $t_{2в}$ = 20,1°С. По этой температуре при $D_к$ = 150 кг/с находим на рис. 6 и 7 значения $p_к^{(II)}$ и $\delta t^{(II)}$ для второй секции конденсатора при $t_{1в}$ = 15°С, равные 4,37 кПа и 5,34 К соответственно. Аналогичным образом находим $p_к^{(II)}$ и $\delta t^{(II)}$ при других значениях $t_{1в}$ и $D_к$ и сводим их в табл. 8, по которой строятся графики давлений и температурных напоров во второй секции конденсатора (см. рис. 6 и 7), где в качестве определяющего параметра также взята температура $t_{1в}$.

Если конденсатор имеет более двух секций по давлению, то аналогично можно построить характеристики секций, следующих за второй. Надо отметить, что построить их можно не только графическим путем, описанным выше, но и расчетным. Тогда необходимо найти температурный напор и давление в секциях, следующих за первой, при разных значениях $t_{1в}$ и $D_к$ соответствующих значениях температуры воды $t_{1в}^{(i)}$ на входе в секцию, для которой определяются $\delta t^{(i)}$ и $p_к^{(i)}$. Например, при $t_{1в}$ = 15°С и $D_к$ = 25 кг/с для второй секции должна приниматься температура воды на входе в нее $t_{1в}^{(II)}$ = 15,8 °С, а при $D_к$ = 50 кг/с $t_{1в}^{(II)}$ = 16,7°С и т.д. (см. табл. 7).

Описанным в примере 7 (п.9.8) путем могут быть построены границы температурных напоров $\delta t^{(i)} = f(D_к, t_{1в})$ и зависимость $p_к^{(i)} = f(D_к, t_{1в})$ для многосекционного конденсатора и при других расходах охлаждающей воды.

В приложении 2 (табл. П2.4) приводится программа РКДТ2 для расчета характеристик двухсекционного конденсатора на БЭСМ-6, написанная на языке ФОРТРАН.

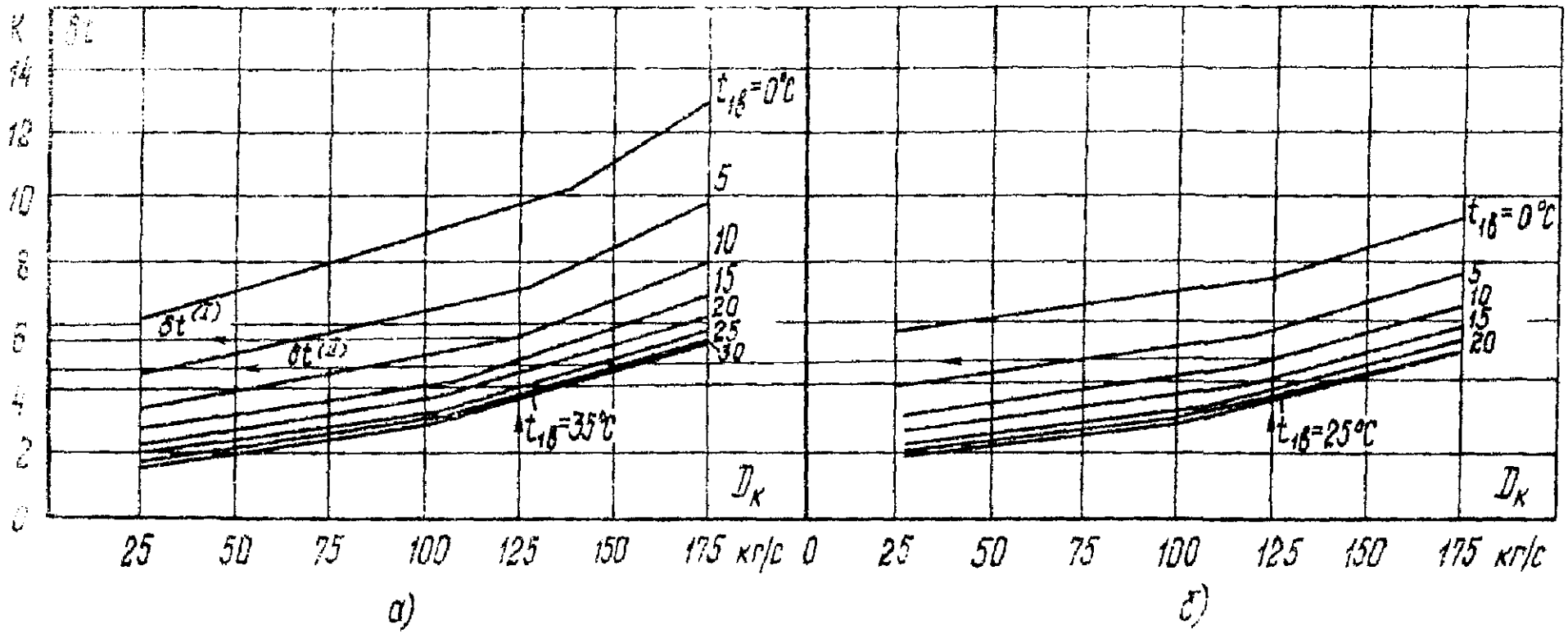

Рис. [illegible]. Температурные [illegible] в секциях [illegible] (к примеру 7):
а — [illegible] секция; б — вторая секция

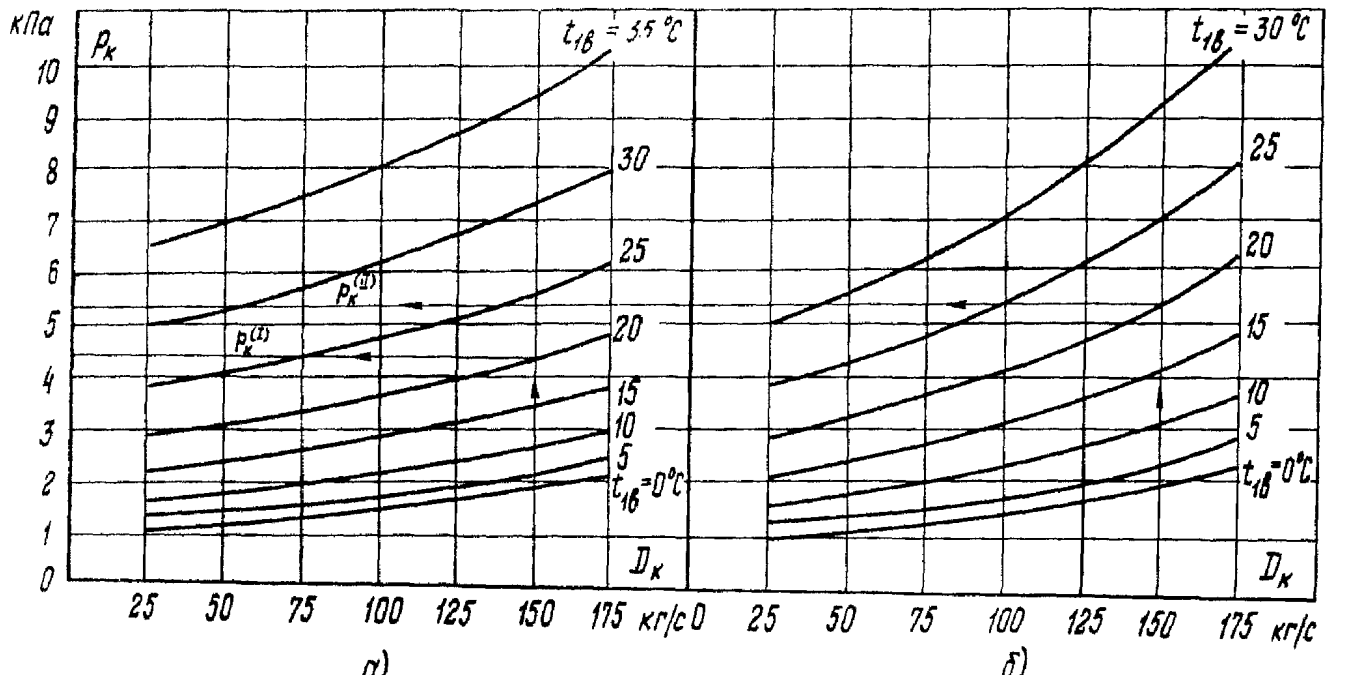

Рис. 7. Давление в секциях конденсатора (к примеру 7):
а – первая секция; **б** – вторая секция

Таблица 5

Определение $\delta t^{ном}$ и $D_к^{гр}$ при разных значениях $t_{1б}$ в первой секции конденсатора (Δt =5,95К, $G_в^{ном}$ =I5670 кг/с, $D_к^{ном}$ =I75 кг/с; к примеру 7)

Величина	Единица измерения	Источник или метод определения	Значение								
Температура охлаждающей воды $t_{1б}$	°С	По заданию	0	5	I0	I5	20	25	30	35	40
Величина X	—	Формулы (4.3 и 4.3а)	0,097	0,I7	0,242	0,3I5	0,388	0,46I	0,533	0,606	0,679
Множитель $\Phi_м$	—	Формула (4.2)	0,993	0,987	0,98I	0,976	0,97I	0,965	0,963	0,963	0,963
Величина $б$	—	Формула (4.4а)	0,440								
Множитель Φ_t	—	Формула (4.5)	0,5I5	0,644	0,753	0,842	0,9II	0,960	0,990	I,0	I,0I
Множитель Φ_z	—	Формула (4.6)	0,933	0,94I	0,948	0,956	0,963	0,97I	0,978	0,985	0,993
Коэффициент теплопередачи K	Вт/(м^2·К)	Формула (4.I)	I570	I970	2300	2580	2800	2960	3070	3I20	3I80
Величина n	—	Формула (2.5)	0,376	0,47I	0,55I	0,6I8	0,670	0,708	0,734	0,746	0,76I
Величина e^n	—	Приложение 4	I,46	I,60	I,74	I,86	I,95	2,03	2,08	2,II	2,I4
Температурный напор δt	К	Формула (2.5)	I3,0	9,88	8,09	6,96	6,24	5,78	5,5I	5,37	5,22
Величина s	—	Формула (4.8)	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,45	0,4
Граничный расход пара $D_к^{гр}$	кг/с	Формула (4.8)	I40	I3I,25	I22,5	II3,7	I05	96,25	87,25	78,75	70,0

Таблица 6

Определение δt при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$ в первой секции конденсатора ($G_0^{ном}$ =I5670 кг/с; к примеру 7)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара $D_к$		кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
Относительный расход пара $D_к/D_к^{ном}$		–	0,I43	0,286	0,429	0,57I	0,7I4	0,857	I
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$, °С:									
0	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,943	I,09	I,23	I,37	I,5I	–	–
	δt	К	6,I6	7,09	8,02	8,96	9,89	II,2	I3,I
5	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,893	I,04	I,I8	I,32	I,46	–	–
	δt	К	4,42	5,I3	5,84	6,55	7,26	8,50	9,9I
I0	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,843	0,986	I,I3	I,27	–	–	–
	δt	К	3,4I	3,99	4,57	5,I4	5,78	6,94	8,09
I5	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,793	0,936	I,08	I,22	–	–	–
	δt	К	2,76	3,26	3,76	4,25	4,98	5,97	6,97
20	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,743	0,886	I,03	I,I7	–	–	–
	δt	К	2,32	2,76	3,2I	3,66	4,46	5,35	6,24
25	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,693	0,836	0,979	–	–	–	–
	δt	К	2,00	2,4I	2,83	3,30	4,I3	4,96	5,78
30	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,643	0,786	0,929	–	–	–	–
	δt	К	I,77	2,I6	2,55	3,I4	3,93	4,7I	5,49
35	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,593	0,736	0,879	–	–	–	–
	δt	К	I,59	I,97	2,36	3,06	3,83	4,60	5,36
40	$S+D_к/D_к^{ном}$	–	0,543	0,686	–	–	–	–	–
	δt	К	I,42	I,79	2,24	2,99	3,74	4,45	5,I9

Таблица 7

Определение $p_к$ в первой секции конденсатора при разных значениях $D_к$ и $t_{1в}$ ($G_0^{ном}$=I5670 кг/с; к примеру 7)

Расход пара $D_к$	кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
Кратность охлаждения m	-	632,0	3I6,0	2I0,6	I58,0	I26,4	I05,0	90,3
Перепад температур Δt	К	0,85	I,69	2,55	3,40	4,25	5,II	5,95
Температура охлаждающей воды $t_{1в}$, °С:								
0	δt	К	6,I6	7,09	8,02	8,96	9,89	II,2	I3,I
	$t_к$	°С	7,00	8,79	I0,6	I2,4	I4,I	6,3I	I9,0
	$p_к$	кПа	I,00	I,I3	I,28	I,44	I,6I	I,86	2,II
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	0,85	I,69	2,55	3,40	4,25	5,II	5,95
5	δt	К	4,42	5,I3	5,84	6,55	7,26	8,50	9,9I
	$t_к$	°С	I0,3	II,8	I3,4	I4,9	I6,5	I8,6	20,9
	$p_к$	кПа	I,25	I,38	I,54	I,69	I,87	2,09	2,45
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	5,85	6,69	7,55	8,4	9,25	I0,I	I0,95
I0	δt	К	3,4I	3,99	4,57	5,I4	5,78	6,94	8,09
	$t_к$	°С	I4,4	I5,7	I7,I	I8,5	20,0	22,0	24,0
	$p_к$	кПа	I,63	I,78	I,95	2,09	2,34	2,65	2,98
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	I0,8	II,7	I2,5	I3,4	I4,2	I5,I	I5,9
I5	δt	К	2,76	3,26	3,76	4,25	4,98	5,97	6,97
	$t_к$	°С	I8,6	20,0	2I,3	22,6	24,2	26,I	27,9
	$p_к$	кПа	2,09	2,33	2,54	2,75	3,02	3,37	3,76
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	I5,8	I6,7	I7,5	I8,4	I9,2	20,I	20,9
20	δt	К	2,32	2,76	3,2I	3,66	4,46	5,35	6,24
	$t_к$	°С	23,2	24,5	25,8	27,I	28,7	30,4	32,2
	$p_к$	кПа	2,84	3,06	3,3I	3,57	3,94	4,35	4,80
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	20,9	2I,7	22,6	23,3	24,2	25,I	25,9
25	δt	К	2,00	2,4I	2,83	3,30	4,I3	4,96	5,78
	$t_к$	°С	27,9	29,I	30,4	3I,7	33,4	35,I	36,7
	$p_к$	кПа	3,74	4,02	4,33	4,67	5,I4	5,64	6,I8
	$t_{2в}^{(I)}$	°С	25,9	26,7	27,6	28,4	29,2	30,I	30,9

Окончание таблицы 7

Расход пара $D_к$		кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
30	δt	K	I,77	2,I6	2,55	3,I4	3,93	4,7I	5,49
	$t_к$	°C	32,6	33,9	35,I	36,5	38,2	39,8	4I,4
	$p_к$	кПа	4,92	5,27	5,65	6,II	6,68	7,30	7,97
	$t_{2б}^{(I)}$	°C	30,9	3I,7	32,5	33,4	34,2	35,I	35,9
35	δt	K	I,59	I,97	2,36	3,06	3,83	4,60	5,36
	$t_к$	°C	37,4	38,7	39,9	4I,5	43,I	44,7	46,3
	$p_к$	кПа	6,42	6,86	7,33	7,97	8,68	9,43	I0,3
	$t_{2б}^{(I)}$	°C	35,9	36,7	37,5	38,4	39,2	40,I	40,9
40	δt	K	I,42	I,79	2,24	2,99	3,74	4,45	5,I9
	$t_к$	°C	42,3	43,5	44,8	46,4	47,9	49,5	5I,I
	$p_к$	кПа	8,3I	8,86	9,47	I0,3	II,I	I2,I	I3,0
	$t_{2б}^{(I)}$	°C	40,9	4I,7	42,5	43,4	44,2	45,I	45,9

Таблица 8

Определение $p_к$ и δt во второй секции конденсатора при разных $D_к$ и $t_{1б}$ ($G_o^{ном}$=I5670 кг/с, к примеру 7)

Величина		Единица измерения	Значение						
Расход отработавшего пара $D_к$		кг/с	25	50	75	I00	I25	I50	I75
Температура охлаждающей воды $t_{1б}$, °C:									
0	$t_{2б}$	°C	0,85	I,69	2,55	3,40	4,25	5,II	5,95
	δt	K	5,78	6,28	6,75	7,I7	7,56	8,46	9,49
	$p_к$	кПа	I,03	I,2I	I,40	I,60	I,83	2,09	2,55
5	$t_{2б}$	°C	5,85	6,69	7,55	8,4	9,25	I0,I	I0,9
	δt	K	4,2I	4,68	5,II	5,52	5,94	6,92	7,84
	$p_к$	кПа	I,30	I,5I	I,73	I,97	2,2I	2,66	3,I2

Окончание таблицы 8

Величина		Единица измерения	Значение						
10	$t_{2в}$	°С	10,8	11,7	12,5	13,4	14,2	15,1	15,9
	δt	К	3,28	3,71	4,11	4,50	5,08	5,96	6,80
	$p_к$	кПа	1,70	1,95	2,16	2,54	2,91	3,39	3,93
15	$t_{2в}$	°С	15,8	16,7	17,5	18,4	19,2	20,1	20,9
	δt	К	2,67	3,07	3,45	3,82	4,52	5,34	6,14
	$p_к$	кПа	2,20	2,56	2,90	3,29	3,78	4,37	5,04
20	$t_{2в}$	°С	20,9	21,7	22,6	23,3	24,2	25,1	25,9
	δt	К	2,26	2,63	3,0	3,37	4,17	4,95	5,72
	$p_к$	кПа	2,97	3,37	3,80	4,28	4,94	5,67	6,49
25	$t_{2в}$	°С	25,9	26,7	27,6	28,4	29,2	30,1	30,9
	δt	К	1,96	2,32	2,68	3,18	3,95	4,71	5,46
	$p_к$	кПа	3,92	4,42	4,97	5,62	6,43	7,33	8,36
30	$t_{2в}$	°С	30,9	31,7	32,5	33,4	34,2	35,1	35,9
	δt	К	1,73	2,09	2,44	3,08	3,84	4,59	5,34
	$p_к$	кПа	5,16	5,78	6,46	7,32	8,35	9,48	10,7

10. ВЫПОЛНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРА

10.1. Выбор типа конденсатора

10.1.1. Конденсаторы турбин выполняются, как правило, подвальными (рис. 8,а, б, в). При поперечном их расположении относительно оси турбины под каждым из ее ЦНД, выполняющихся обычно двухпоточными, устанавливаются при этом отдельный корпус

конденсатора. Однокорпусные конденсаторы применяются также для турбин с тремя выхлопами. Много реже устанавливаются при двухпоточных ЦНД отдельные корпусы конденсатора на каждый выхлоп. Последнее усложняет схему циркуляционных водоводов, но может быть оправдано в тех случаях, когда таким путем обеспечивается возможность поставки отдельных корпусов конденсатора блоками полной заводской готовности (т.е. с установленными на место и развальцованными трубками).

При аксиальном расположении (вдоль оси турбины) конденсатор может и для турбин с числом выхлопов до шести выполняться однокорпусным, но это требует применения конденсаторных трубок значительной длины - до 18-20 м и более. Для уменьшения требуемой длины трубок аксиальные конденсаторы могут выполняться с двумя расположенными по одной оси и последовательно включенными по охлаждающей воде корпусами с промежуточной водяной камерой между ними. По соображениям компоновки оборудования и выполнения фундамента турбины они могут также разделяться на два параллельно располо-

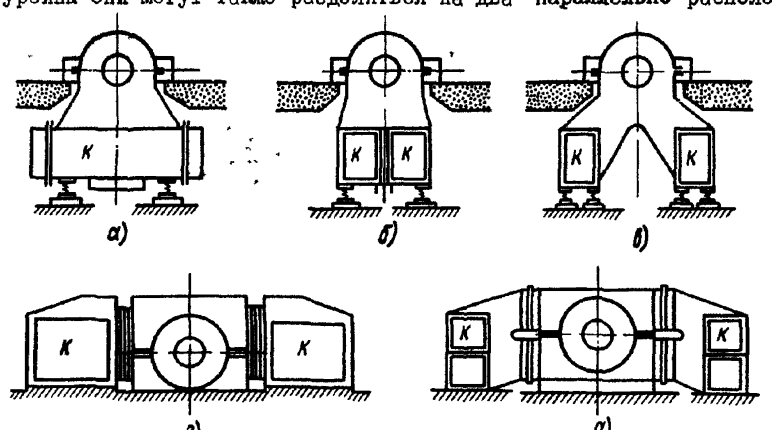

Рис. 8. Расположение конденсатора относительно оси турбины:
а - подвальное поперечное расположение; *б* - подвальное аксиальное; *в* - подвальное двустороннее, аксиальное; *г*, *д* - боковое двустороннее; К - конденсатор

женных корпуса или две параллельные группы, каждая с двумя последовательно включенными по воде корпусами (рис. 9).

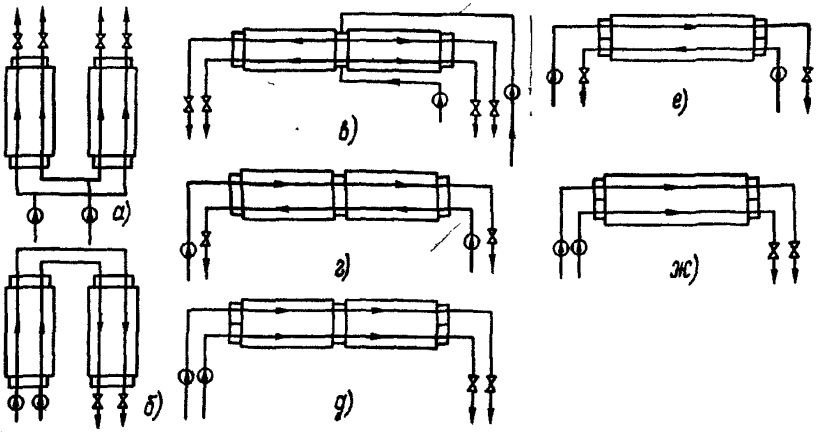

Рис.9. Схемы включения конденсаторов по охлаждающей воде:

а – параллельное включение по воде двух поперечно расположенных корпусов конденсатора; *б* – последовательное включение таких же корпусов; *в* – параллельное включение по воде двух аксиально расположенных корпусов конденсатора с общей средней водяной камерой; *г,д* – последовательное включение двух аксиально расположенных корпусов конденсатора с общей средней водяной камерой со встречным и одинаковым направлением потоков; *е* – однокорпусный аксиальный конденсатор со встречным направлением потоков воды; *ж* – однокорпусный аксиальный конденсатор с одинаковым направлением потоков

Преимуществами аксиального расположения конденсатора мощной многоцилиндровой турбины являются упрощение схемы и облегчение компоновки циркуляционных водоводов, упрощение секционирования конденсатора (см. п. 10.1.3), а при выполнении его однокорпусным также уменьшение стоимости конденсатора по сравнению с имеющим несколько поперечно расположенных корпусов. Однако выбор поперечного или аксиального подвального конденсатора существенно зависит от выполнения и компоновки других элементов турбоагрегата, особенно ЦНД и фундамента турбины, и не может поэтому производиться в отрыве от решения ряда задач при проектировании турбоагрегата.

10.1.2. Боковые аксиальные конденсаторы, устанавливаемые на отметке, близкой к отметке основания турбины (см. рис. 8, *г,д*), имеют обычно корпусы, расположенные по обеим сторонам ЦНД, и от-

работавший пар поступает в них как из нижних, так и из верхних половин корпусов ЦНД. В случае их применения ЦНД турбины могут выполняться одностенными, непосредственно опирающимися на фундамент, и облегчается размещение конденсатора с большой поверхностью охлаждения. При этом снижается также отметка обслуживания турбины, но увеличивается занимаемая турбоагрегатом площадь.

Увеличение при указанном выполнении соединения ЦНД с корпусами бокового конденсатора суммарного сечения выхлопных патрубков с соответствующими снижением средней скорости пара в них и устранение поворота потока отработавшего пара на 90^0 приводит к некоторому уменьшению потери давления в выхлопных патрубках. Однако оно относительно невелико и при обычно высоких боковых конденсаторах и системах водоснабжения с водохранилищем-охладителем (а также более редких в настоящее время прямоточных системах водоснабжения) сводится практически на нет увеличением затраты энергии на циркуляционные насосы из-за увеличения геодезической высоты подачи воды, не компенсируемой сифоном.

Указанным преимуществам боковых конденсаторов противостоят их существенные эксплуатационные недостатки. Боковые конденсаторы затрудняют доступ к ЦНД турбины при ее обслуживании и вызывают необходимость при каждом вскрытии ЦНД для контроля или ремонта отсоединять верхние выхлопные патрубки турбины от конденсатора, тогда как при подвальных конденсаторах сварные соединения турбины и конденсатора не нарушаются в течение всего срока службы турбоагрегата. Необходимость разъема находящихся в условиях эксплуатации под вакуумом протяженных вертикальных фланцевых соединений при каждом вскрытии ЦНД увеличивает продолжительность и трудоемкость ремонтных работ и затрудняет поддержание достаточно высокой воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата.

Гидроопрессовка боковых конденсаторов для отыскания водяных неплотностей требует заливки водой также турбины, причем как в этом случае, так и при переходе к воздушной опрессовке с детектором возникает необходимость в герметизации лабиринтовых уплотнений ЦНД. При высоком напоре циркуляционной воды (например, оборотная система водоснабжения с градирней) возникает опасность попадания охлаждающей воды из бокового конденсатора в проточную часть ЦНД при образовании свищей или трещин в трубках.

Эксплуатационные недостатки боковых конденсаторов привели к тому, что они не получили широкого применения (исключая только Великобританию, где они были применены для 28 турбоагрегатов мощностью 500–660 МВт, но затем от их применения также отказались).

Подвальные конденсаторы, расположенные по обеим сторонам оси турбины с выхлопными патрубками только в нижних половинах корпусов ЦНД (см. рис. 8,*б*), не имеют этих недостатков, но пока были применены только для турбоагрегатов относительно небольшой мощности – до 150 МВт. Лишь в одном случае аналогичная конструкция, но с горизонтальным направлением выхлопных патрубков была применена для турбоагрегата мощностью 420 МВт. При удачном решении конструкции ЦНД и фундамента турбины такое двустороннее расположение корпусов подвального конденсатора может оказаться нецелесообразным для турбоагрегатов большой мощности.

10.1.3. При двух и более выхлопах турбины определенными термодинамическими преимуществами обладает ступенчатая конденсация пара. Для ее осуществления конденсатор разделяется на последовательно включенные по охлаждающей воде секции, работающие с разными давлениями отработавшего пара, возрастающими в направлении от секции, расположенной со стороны входа охлаждающей воды, к секции, расположенной на стороне выхода воды (рис. 10). Число секций (ступеней конденсации) может приниматься равным двум или трем, так как дальнейшее увеличение их числа уже слабо сказывается на достигаемом эффекте (рис.11). Последний тем больше, чем выше температура охлаждающей воды и меньше кратность охлаждения.

Секционирование наиболее просто осуществляется в одноходовых аксиальных конденсаторах путем установки в паровом пространстве перегородок, разделяющих одну секцию от другой, или использования в качестве отдельных секций последовательно включенных по охлаждающей воде, но не соединенных одна с другой по паровой стороне корпусов. Перекачка пара через зазоры в отверстиях для пропуска трубок через разделительные перегородки не может быть значительной вследствие малого перепада давления между секциями и стекания по перегородкам конденсата, образующего водяную завесу, перекрывающую зазоры.

При поперечных конденсаторах и четном числе корпусов сек-

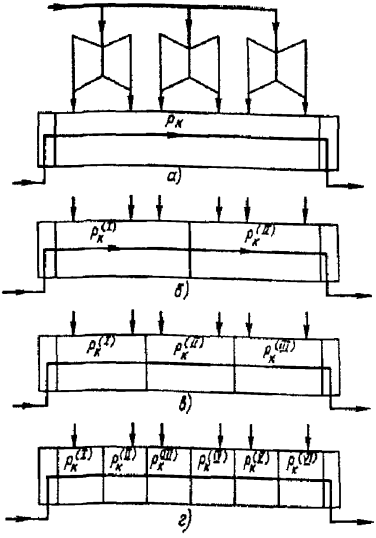

Рис.10. **Одноступенчатый** (*а*) и секционированные (*б, в, г*) конденсаторы с разным давлением пара в секциях

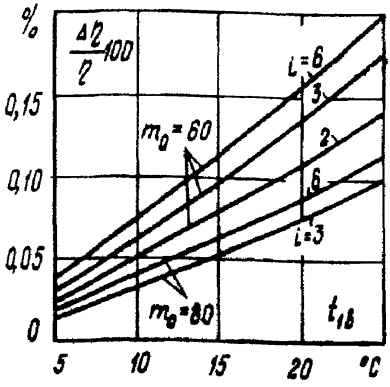

Рис.11. Повышение КПД турбоагрегата при ступенчатой конденсации:
i – число ступеней конденсации;
m_0 – средняя кратность охлаждения;
$\Delta\eta/\eta$ – относительное приращение КПД турбоагрегата

ционирование их возможно путем последовательного включения по охлаждающей воде каждой пары корпусов, для чего они должны соединяться один с другим со стороны поступления воды из первой секции во вторую трубопроводами – "калачами" (см. рис. 9,*б*).

При ступенчатой конденсации принимается обычно равномерное распределение тепловой нагрузки (отработавшего пара) и поверхности

охлаждения между секциями. Упрощение установки, возможность применения меньшего числа взаимозаменяемых конденсатных и воздушных насосов и некоторый дополнительный выигрыш в экономичности достигаются при каскадном перепуске из секции в секцию конденсата и удаляемого воздуха (паровоздушной смеси). При этом конденсат должен перепускаться в сторону секции с наибольшим давлением, где он может быть догрет до температуры, близкой к температуре насыщения в этой секции, перед поступлением в конденсатные насосы, а паровоздушная смесь - перепускаться через воздухоохладительные пучки в обратном направлении, что обеспечивает наиболее низкую ее температуру и наименьшее содержание пара в смеси при поступлении ее в воздушные насосы (рис. I2). Для самотечного перепуска конденсата из секции с меньшим давлением в секцию с большим давлением уровень конденсата в первой должен быть соответственно выше, чем во второй (обычно для конденсационных турбин на 50-I50 мм).

При одинаковой паровой нагрузке секций (корпусов) конденсатора направление движения через них охлаждающей воды не имеет значения. В тех же редких случаях, когда нагрузка секций различна, целесообразное направление движения охлаждающей воды должно определяться путем сравнительных расчетов (так, например, для теплофикационной турбины с большой привязанной конденсационной мощностью и различающимися по расходу отработавшего пара двумя выхлопами расчеты УТМЗ показали, что более экономичным является вариант подачи охлаждающей воды сперва в менее нагруженный, а затем уже в более нагруженный корпус двухсекционного конденсатора).

I0.I.4. Современные мощные энергоблоки имеют, как правило, блочные насосные станции с двумя циркуляционными насосами на турбину. Для сохранения возможности работы турбины с частичной (50% и более в зависимости от температуры охлаждающей воды) нагрузкой при вынужденном останове одного из насосов или необходимости отглушения поврежденных трубок в конденсаторе последний должен выполняться, как правило, двухпоточным, причем очень большие диаметры циркуляционных трубопроводов практически исключают установку между ними перемычек с запорными задвижками. Лишь при установке отдельных соединенных один с другим перемычкой достаточного сечения по паровой стороне корпусов конденсатора каждый из последних может быть выполнен однопоточным и снабжаться водой своим циркуляционным насосом.

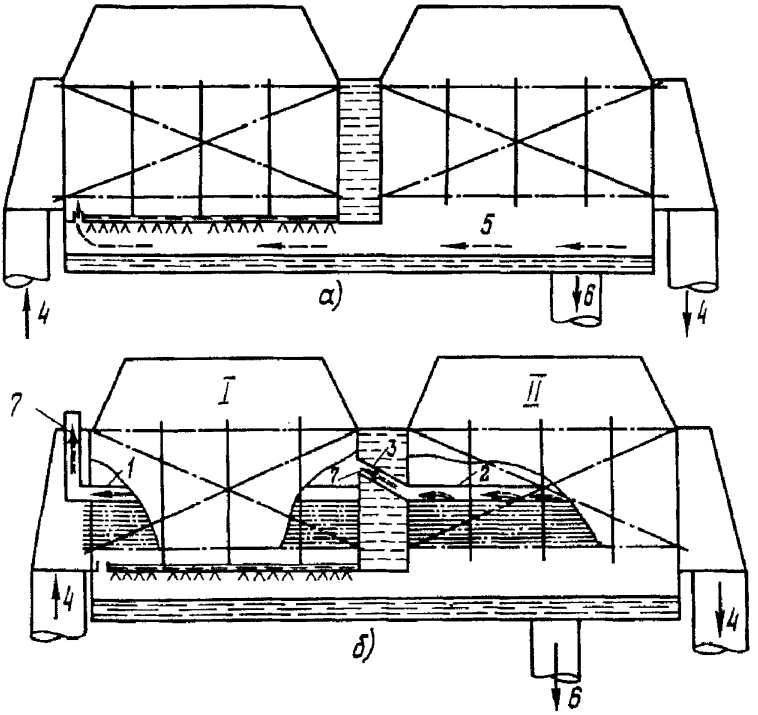

Рис. I2. Схемы перепуска конденсата (*а*) и паровоздушной смеси (*б*) при секционировании конденсатора:

I,2 - воздушные коллекторы; 3 - перепуск паровоздушной смеси к воздухоохладителю первой секции; 4 - охлаждающая вода; 5 - пар; 6 - конденсат; 7 - паровоздушная смесь; I - первая секция по давлению; II - вторая секция

I0.2. Компоновка поверхности охлаждения

I0.2.I. Эффективность использования поверхности охлаждения и показатели работы крупного конденсатора существенно зависят от конфигурации его трубного пучка, которая должна обеспечивать минимальное при всех прочих равных условиях давление конденсирующегося пара или, что тоже возможно большой коэффициент теплопередачи при относительно небольшом падении давления пара в трубном пучке, отсутствии переохлаждения конденсата и ограничении содержания в последнем кислорода в соответствии с установленными нормами.

Коэффициент теплопередачи с водяной стороны практически чистых конденсаторных трубок определяется в основном скоростью охлаждающей воды и в меньшей степени ее температурой, а термическое сопротивление стенки трубок - коэффициентом теплопроводности материала и толщиной стенки, причем его доля в суммарном термическом сопротивлении относительно мала. Номинальная скорость охлаждающей воды выбирается исходя из технико-экономических соображений, а также из соображений предотвращения эрозии, коррозии и загрязнения трубок. Поэтому выбор рациональной компоновки поверхности охлаждения конденсатора определяется в основном условиями теплообмена и падением давления (сопротивлением) с паровой стороны поверхности охлаждения.

10.2.2. Для двух характерных зон поверхности охлаждения конденсаторов - зоны интенсивной конденсации пара и зоны охлаждения паровоздушной смеси (см. п.2.4) - должны применяться различные способы интенсификации теплоотдачи с паровой стороны.

В преобладающей части зоны интенсивной конденсации пара увеличение скорости его движения сравнительно слабо влияет на осредненные значения коэффициента теплопередачи от пара к стенке, а тем более на локальные значения коэффициента теплопередачи $\kappa_л$, существенно зависящие в этой зоне от теплоотдачи с водяной стороны. В то же время вызываемое увеличением скорости пара падение его давления приводит вследствие связанного с этим снижения температуры пара (рис. 13) к уменьшению локальных разностей температур пара и охлаждающей воды $\Delta t_л$. . В результате с увеличением в этой зоне скорости пара существенное увеличение локальных тепловых нагрузок $q_л = \kappa_л \Delta t_л$ не достигается, а паровое сопротивление растет приблизительно пропорционально квадрату скорости. Поэтому для зоны интенсивной конденсации пара основным требованием является уменьшение падения давления пара как при входе его в трубный пучок, так и в пределах последнего.

В зоне охлаждения паровоздушной смеси вследствие большой уже концентрации воздуха в охлаждаемой смеси локальные коэффициенты теплопередачи и тепловые нагрузки определяются в основном тепло- и массоотдачей с паровой стороны и существенно зависят от скорости паровоздушной смеси. Увеличение скорости смеси является

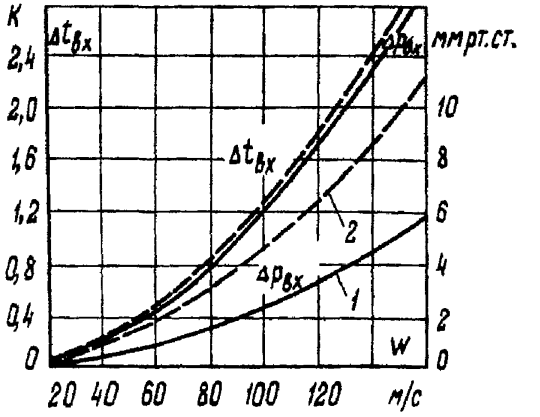

Рис. I3. Зависимость падения давления $\Delta p_{вх}$ и снижения температуры $\Delta t_{вх}$ пара при входе в трубный пучок от скорости w в узком сечении первого ряда трубок:
I – давление пара $p_к$ = 4,9 кПа; 2 – $p_к$=9,8 кПа

здесь единственным средством интенсификации теплопередачи и в определенных пределах, ограничиваемых допустимыми пределами падения давления смеси в этой зоне, оправдывает себя.

Указанным выше условиям наилучшим образом удовлетворяет двухзонное выполнение трубного пучка. Однако поскольку граница между двумя зонами поверхности охлаждения конденсатора не является стабильной, а смещается в ту или иную сторону в зависимости от изменения режимных условий, обычно исходят из средних расчетных условий, при которых на основной трубный пучок, отвечающий зоне интенсивной конденсации пара, приходится примерно 90–92% всей поверхности охлаждения, а на зону охлаждения паровоздушной смеси (воздухоохладитель) – 8–I0%.

I0.2.3. Уменьшение падения давления пара в зоне интенсивной конденсации может достигаться ограничением его скорости (или при заданном его объемном расходе соответствующим увеличением живого (узкого) сечения между трубками на доступной для поступающего пара части периферии трубного пучка и в последующих рядах трубок), возможно более равномерным распределением поступающего пара и уменьшением длины его пути в пределах указанной зоны.

Одним из способов увеличения живого сечения трубного пучка со стороны входа в него пара является разрежение в этой части пучка трубок (увеличение поперечного шага между ними). Это сочетается обычно в конденсаторах с радиальным и дуговым расположением трубок в пучке (рис. I4, а,б) с уменьшением поперечного шага между трубками и живого сечения по пути движения пара от периферии пучка к воздухоохладителю для поддержания скорости пара при уменьшении его объемного расхода в результате конденсации.

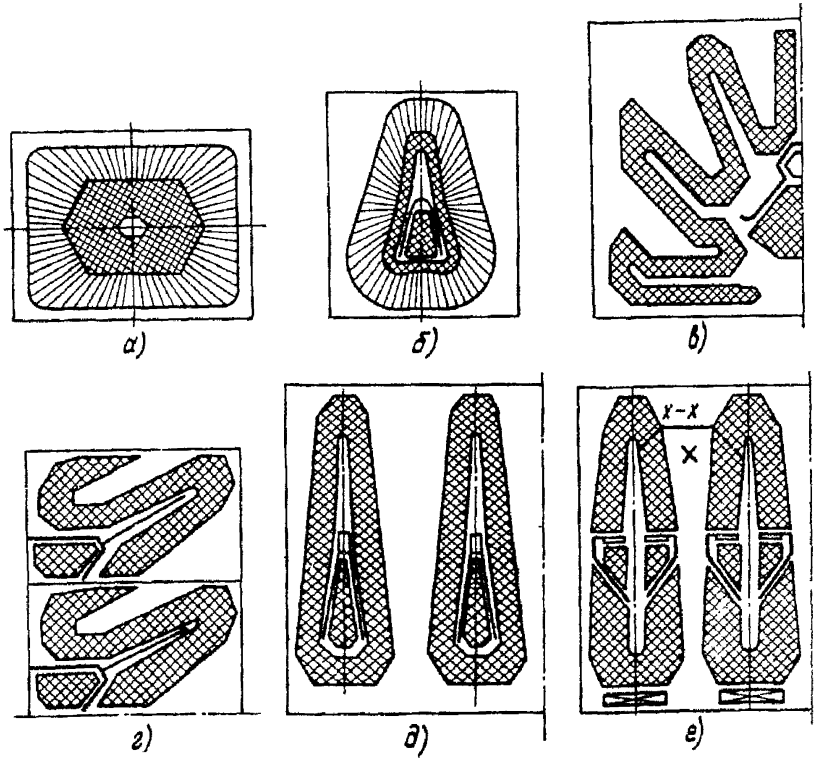

Рис. I4. Компоновки трубных пучков:
а,б – радиальная; в,г – ленточная; д,е – модульная ленточная; х-х – сечение канала х для прохода пара

Однако конструктивно возможное уменьшение живого сечения всегда сильно отстает от уменьшения объемного расхода пара, вследствие чего не играет существенной практической роли. Разреженная радиальная разбивка трубок в зоне интенсивной конденсации, оправдывающаяся для конденсаторов с относительно небольшой поверхностью охлаждения, нецелесообразна для крупных конденсаторов, так как приводит к недостаточно эффективному использованию площади трубной доски (малому коэффициенту ее заполнения).

Для крупных конденсаторов целесообразнее позволяющая выполнить ряд требований к компоновке трубного пучка и более компактная ленточная его компоновка, т.е. выполнение трубного пучка с поперечным сечением, имеющим форму изогнутой узкой ленты (рис. I4, *б,г*). Такая компоновка позволяет сравнительно равномерно распределить поступающий пар, обеспечить достаточно большое живое сечение на входе пара в трубный пучок, а также ограничить число рядов трубок на пути пара от наружных каналов, по которым он подводится в пучок, до внутренних каналов, по которым паровоздушная смесь отводится из основной части пучка в воздухоохладитель.

При большой поверхности охлаждения, размещаемой в одном корпусе конденсатора, может быть целесообразным разделение ее на 2-3 модуля (части) и более, разделенных проходами и имеющих каждый свой воздухоохладительный пучок и индивидуальный отсос воздуха (см. рис. I4, *д,е*). Разбивка трубок во всех модулях принимается обычно одинаковой, причем разделение большого трубного пучка на модули с ленточной компоновкой позволяет увеличить доступный для поступающего пара суммарный периметр всех модулей, ограничить в каждом из них толщину ленты и обеспечить более равномерное распределение поступающего пара.

I0.2.4. Для уменьшения падения давления пара при входе в трубный пучок средняя его скорость в живом сечении периферийного ряда трубок пучка (или модуля) при расчетных условиях не должна, по возможности, превышать 50 м/с, что позволяет также предотвратить повышенную вибрацию трубок в периферийных рядах, вызываемую действием аэродинамических сил. При трудности выполнения этого требования вследствие необходимости по условиям размещения конденсатора ограничить габариты его поперечного сечения может быть

допущено увеличение указанной скорости до 60-70 м/с.

Для равномерного распределения отработавшего пара направления и размеры наружных подводящих каналов и сквозных проходов для него в трубном пучке должны быть увязаны с гидродинамикой потока пара, поступающего из выхлопного патрубка турбины (направлением потока, распределением его скоростей), и удовлетворять требованиям минимального падения давления также в подводящих проходах. Это требует ограничения скоростей пара на входе в каналы и проходы значениями не более 80-100 м/с. Сквозные проходы в трубном пучке должны обеспечивать при этом поступление в нижнюю часть корпуса конденсатора пара в количестве, достаточном для регенерации конденсата, стекающего с трубного пучка (догрева переохлажденного конденсата до температуры насыщения поступающего пара), и его деаэрации.

10.2.5. Скорость пара (паровоздушной смеси) на выходе из основной части трубного пучка, как правило, очень мала, и для большего охлаждения отсасываемой из конденсатора смеси скорость ее в живом сечении первого ряда трубок воздухоохладителя должна быть повышена примерно до 40-50 м/с, т.е. это живое сечение должно быть, как правило, заметно меньшим, чем живое сечение на выходе из основной части трубного пучка.

Воздухоохладитель, отделяемый обычно от основной части пучка перегородкой, целесообразно выполнять в виде пучка с треугольным или трапецеидальным поперечным сечением, суживающимся в направлении к выходу из него смеси воздуха с остаточным содержанием пара.

Иногда для увеличения скорости паровоздушной смеси в воздухоохладителе его выполняют с паровой стороны многоходовым, но вследствие значительного увеличения при этом падения давления смеси в воздухоохладителе и образования при изменениях направления ее потока неактивных зон такое решение большей частью не оправдывается. Выполнение трапециевидного воздухоохладителя, при котором паровоздушная смесь перепускается по длине корпуса конденсатора из одного отсека в другой в направлении от стороны выхода подогретой охлаждающей воды к стороне входа холодной воды также приводит к увеличению падения давления смеси в воздухоохладителе при относительно небольшом в то же время эффекте в отно-

шении дополнительного охлаждения паровоздушной смеси, поскольку перепад температур воды в воздухоохладительном пучке, как правило, заметно меньше перепада температур в основном трубном пучке (иначе обстоит дело для секционированного конденсатора - см. п.IO.I.3 - с размещением секций в отдельных корпусах, где перепуск паровоздушной смеси из секции в секцию в направлении к секции с наименьшей температурой охлаждающей воды - но не в пределах каждого корпуса - более эффективен вследствие того, что охлаждающая вода при переходе из секции в секцию в большей или меньшей степени перемешивается).

В воздухоохладитель должна поступать в основном только паровоздушная смесь из основной части трубного пучка и может подводиться смесь, удаляемая из предшествующей секции многосекционного конденсатора при каскадном ее перепуске. В него может также поступать выпар из устройства для деаэрации конденсата, расположенного под трубным пучком или в деаэрационном конденсатосборнике (см. п. IO.3).

Должна быть исключена возможность попадания в воздухоохладитель отработавшего пара турбины в обход основной части трубного пучка, а тем более поступления хотя бы и относительно небольшого количества пара или паровоздушной смеси в патрубок для отсоса воздуха из конденсатора помимо воздухоохладителя. Для этого необходимо предусматривать установку в местах, где возможны такие перетечки пара или паровоздушной смеси (конструктивных проемах, где не могут быть установлены трубки, зазоры между трубным пучком и корпусом конденсатора), заградительных перегородок или щитков.

IO.2.6. В двухходовых конденсаторах воздухоохладитель должен располагаться в первом ходе, где температура охлаждающей воды ниже.

В некоторых конструкциях одноходовых конденсаторов для охлаждения паровоздушной смеси более холодной водой воздухоохладитель был выполнен не в виде выделенного по всей длине корпуса пучка труб, а располагался в крайнем со стороны входа охлаждающей воды отсеке между трубной доской и ближайшей опорной перегородкой. Охлаждаемая паровоздушная смесь, поступающая из основной части трубного пучка, омывает при этом расположенные в указанном отсеке концы половины или всех труб пучка. Такое решение

приводит к увеличению парового сопротивления конденсатора. Кроме того, при возникновении условий, благоприятствующих газовой (аммиачной) коррозии трубок в воздухоохладителе, опасности разрушения подвергается значительно большее число трубок, чем при обычном выполнении воздухоохладителя. Поэтому оно не может быть рекомендовано.

10.2.7. При наличии в трубном пучке конструктивных проемов в местах, где не могут быть установлены трубки (например, из-за наличия сварных швов у крупных трубных досок или размещения перегородок в водяных камерах конденсатора), должно предотвращаться с помощью заградительных щитков образование в любой зоне трубного пучка "островных" пучков трубок, в которые пар может поступать со всех сторон при отсутствии отсоса воздуха из центральной части этого пучка. Внутри таких пучков скапливается воздух, и значительная часть их поверхности оказывается неактивной.

10.2.8. При компоновке трубного пучка, направлениях и живых сечениях проходов в пучке, обеспечивающих правильное направление потока пара (паровоздушной смеси) от периферии пучка к местам отсоса воздуха, сетка, по которой разбиваются трубки в различных зонах, сама по себе не играет существенной роли и наряду с наиболее широко применяемой ромбической (треугольной) сеткой могут применяться также, исходя из конфигурации пучка, квадратная, радиальная или другая разбивка. Шаг между трубками должен обеспечивать минимальное расстояние между соседними отверстиями в трубной доске, предотвращающее деформацию отверстий при вальцевании трубок.

10.2.9. Конденсат и воздух с остаточным содержанием пара должны отводиться из конденсатора раздельно в удаленных по возможности друг от друга местах его поперечного сечения. "Регенерация" конденсата (догрев его до температуры насыщения поступающего в конденсатор пара) и его деаэрация должны обеспечиваться, как указывалось, непосредственным контактом части отработавшего пара, проникающей в нижнюю часть парового пространства конденсатора, со стекающим с трубного пучка конденсатом. Воздухоохладитель и отверстия в корпусе для удаляемого воздуха отделяются обычно от остальной части парового пространства перегородкой.

При большой высоте трубного пучка могут устанавливаться на нескольких уровнях по его высоте перегородки (или полутрубы) для

улавливания конденсата, отводимого с этих перегородок (полутруб) к трубным доскам и промежуточным опорным перегородкам, по которым он стекает вниз. Это может быть целесообразным для уменьшения сопротивления, создаваемого большим количеством конденсата, стекающего сверху на нижерасположенную часть высокого трубного пучка.

10.2.10. При проектировании конденсатора необходимо проверять удовлетворяют ли узкое сечение трубного пучка со стороны поступления в него отработавшего пара турбины, входные и промежуточные сечения проходов в трубном пучке, предназначенных для лучшего распределения поступающего пара, требованиям в отношении ограничения в них скоростей пара, изложенным в п. 10.2.4.

Расчетная скорость пара во входном сечении трубного пучка определяется при этом как средняя скорость, полученная путем деления объемного расхода отработавшего пара при номинальном режиме работы конденсатора на живое сечение первого ряда трубок по всей доступной для поступающего пара части периметра трубного пучка, т.е.

$$w_{вх} = \frac{D_к v_к}{\ell n_ш (t - d_н) 10^3}, \qquad (10,1)$$

где $v_к$ – удельный объем поступающего влажного пара при давлении и паросодержании x, кг/м^3;

$n_ш$ – число шагов между трубками в доступной части периметра трубного пучка;

t – шаг между трубками (по их осям), мм.

Расчетные скорости пара во входном и одном или нескольких промежуточных сечениях прохода для пара (в которых можно ожидать повышенных его скоростей) определяются исходя из оценки доли поверхности охлаждения конденсатора (без учета воздухоохладителя) снабжаемой паром через рассматриваемое сечение прохода. Так, например, на рис. 14 пунктирной линией ограничена часть трубного пучка, снабжаемая паром через сечение х-х тупикового прохода Х. Расчетная скорость пара в сечении х-х прохода составляет

$$w_{хх} = \frac{D_х v_к}{\ell b_{хх}}, \qquad (10.2)$$

где D_x – расход пара через сечение х-х, кг/с;

B_{xx} – ширина сечения х-х, м.

Значение D_{xx} определяется в случае одноходового конденсатора как

$$D_x = D_к \frac{N_x}{N_0}, \qquad (IO.3)$$

где N_x/N_0 – отношение числа трубок в зоне трубного пучка, снабжаемой паром через сечение х-х, к полному числу трубок в основном пучке конденсатора (без воздухоохладителя).

В случае двухходового конденсатора и наличии в рассматриваемой зоне трубного пучка трубок, входящих как в первый (N_x^I), так и во второй (N_x^{II}) ходы по охлаждающей воде, число трубок во втором ходе, где разность температур пара и охлаждающей воды меньше, принимается с коэффициентом 0,8, т.е.

$$D_x = D_к \frac{N_x^I + 0{,}8\, N_x^{II}}{N}. \qquad (IO.4)$$

IO.2.II. Пример проверки проходных сечений для пара.

Рассмотрим в качестве примера проверку сечений для модульного ленточного трубного пучка, показанного на рис. II,е. Конденсатор одноходовой. Модули распределены по ширине конденсатора равномерно, под каждым из модулей расположено стержневое паронаправляющее устройство, перекрывающее часть периметра модуля.

Заданы следующие конструктивные размеры и номинальные режимные параметры:

Число трубок в основной части модуля (без воздухоохладителя N_0 3840

Активная длина трубок ℓ ..... II,5 м

Наружный диаметр трубок $d_н$ .... 28 мм

Шаг между трубками t .... 35 мм

Число шагов в первом ряду трубок доступной для пара части периметра пучка $n_ш$ 400

Расход пара, поступающего в один модуль, $D_к$ ....44 кг/с

Давление поступающего влажного пара $p_к$ .... 4,8 кПа

Паросодержание x 0,93

Удельный объем пара $v_к$ .... 29,6 м^3/кг

Скорость пара во входном сечении модуля по формуле (I0.I)

$$w_{вх}=\frac{44\cdot 29,6}{11,5\cdot 400\,(35-28)\cdot 10^{-3}}=40,4\ м/с,$$

т.е. не выходит за допустимые пределы.

Через сечение прохода х-х пар поступает в часть модуля, ограниченную пунктирной линией и включающей в себя 3360 трубок из общего числа трубок в модуле 3840. Соответственно получаем расход пара через сечение х-х по формуле (I0.3).

$$D_x=44\frac{3360}{3840}=38,6\ кг/с.$$

При ширине сечения $B_{xx}=1,0\ м$ и длине трубок ℓ = II,5 м расчетная скорость пара в рассматриваемом сечении прохода по формуле (I0.2) составляет

$$w_{xx}=\frac{38,6\cdot 29,6}{11,5\cdot 1,0}=99,4\ м/с,$$

т.е. также является допустимой.

I0.3. Регенерация конденсата. Деаэрирующие устройства

I0.3.I. Конденсат, стекающий в конденсаторе с трубок, всегда переохлажден по отношению к температуре насыщения отработавшего пара $t_к$. Температура наружной поверхности пленки конденсата на трубках в зоне конденсации пара с малой еще концентрацией воздуха практически равна температуре пара и несколько ниже ее в зоне с высокой концентрацией в паре воздуха, а на поверхности контакта конденсата с трубкой температура пленки ближе к температуре стенки трубы, а соответственно, и к температуре охлаждающей воды. Поэтому средняя температура стекающего конденсата всегда ниже $t_к$. Переохлаждение конденсата является наибольшим в зоне охлаждения паровоздушной смеси, где вследствие большой концентрации воздуха парциальное давление пара ниже давления поступающего в трубный пучок пара и температура пара ниже $t_к$, однако количество конденсата, образующегося в этой зоне при номинальных условиях, составляет лишь небольшую долю общего количества конденсата.

В современных регенеративных конденсаторах, удовлетворяющих указанному выше требованию об обеспечении контакта всего стекаю-

щего из трубного пучка конденсата с частью отработавшего пара, поступающего через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю часть парового пространства конденсатора, конденсат, стекающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, регенерируется, т.е. догревается до температуры насыщения отработавшего пара. Таким путем избегается вызываемое переохлаждением конденсата понижение экономичности турбоагрегата и уменьшается равновесная концентрация кислорода в конденсате.

Лишь в периоды наиболее низких температур охлаждающей воды и при пониженных паровых нагрузках в регенеративном конденсаторе может наблюдаться переохлаждение конденсата, не превышающее обычно 1-2 К.

10.3.2. Равновесная концентрация растворенного кислорода в конденсате, удаляемом из регенеративного конденсатора, при нормальной воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегата очень мала - порядка сотых долей микрограмма на килограмм. Действительные же концентрации кислорода в конденсате и в тех случаях, когда они удовлетворяют нормам ПТЭ (содержание $O_2 \leq 20$ мкг/кг), на 1-2 порядка и более превосходит обычно равновесные концентрации.

Поскольку доля конденсата, образующегося в воздухоохладителе конденсатора, относительно мала и регенерации подвергается весь конденсат, поступающий как из основного трубного пучка, так и из воздухоохладителя, сказанное выше свидетельствует о том, что фактически наблюдающиеся в конденсатосборнике и за конденсатным насосом содержания кислорода в конденсате не могут быть объяснены поступлением кислорода в конденсат с воздухом, абсорбируемым в зонах конденсатора, где концентрация воздуха в паровоздушной смеси является повышенной.

Содержание кислорода в конденсате, существенно превосходящее равновесное, вызывается тем, что наряду с незначительным количеством растворенного кислорода конденсат содержит кислород, попадающий в него в результате механического захвата части воздуха, содержащегося в паровоздушной смеси. Захват незначительной доли воздуха, существенно сказывающейся на содержании кислорода в конденсате, может происходить только в пределах трубного пучка. Струи конденсата, стекающие в конденсатосборник практически не могут захватить воздух, так как в паре, проникающем через сквозные проходы в трубном пучке в нижнюю часть парового пространства, концентрация воздуха очень мала - 10^{-3} - 10^{-5}. Количество захватываемого воздуха увеличивается поэтому с ростом зоны охлажде-

ния паровоздушной смеси в трубном пучке, т.е. при понижении температуры охлаждающей воды, уменьшении паровой нагрузки конденсатора или увеличении присосов воздуха в вакуумную систему и др.

Нерастворенный воздух содержится в конденсате в тонкодисперсном состоянии. При падении конденсата из трубного пучка и стекании его по стенке в нижней части корпуса мелкие воздушные пузырьки не полностью выделяются из него, а оставшийся воздух (кислород) растворяется в конденсате при повышении давления последнего в конденсатном насосе и поступает затем с конденсатом в питательную систему.

При присосах воздуха в вакуумную систему турбоагрегата, не выходящих за пределы нормы, установленной ПТЭ, десорбция растворенного кислорода при догреве конденсата в нижней части парового пространства до температуры насыщения отработавшего пара, а главное, частичное выделение механически захваченного воздуха обеспечивают при широких пределах изменения режимных условий допустимое содержание кислорода в конденсате без применения дополнительных средств для его деаэрации. Однако при низких паровых нагрузках конденсатора и повышенных присосах воздуха, особенно приводящих к перегрузке пароструйных эжекторов, значительное увеличение зоны охлаждения паровоздушной смеси может повлечь за собой и существенное увеличение содержания кислорода в конденсате. Поддержание допустимого содержания кислорода в конденсате также и при этих условиях может обеспечиваться использованием в качестве второй ступени деаэрации устройств, располагаемых в корпусе конденсатора под трубным пучком или в конденсатосборниках.

Деаэрационное устройство служит для увеличения поверхности контакта конденсата с отработавшим паром, что создает благоприятные условия для его догрева и выделения из него нерастворенных газов. Увеличение поверхности контакта фаз достигается путем раздробления конденсата на струи и капли или создания тонкой пленки конденсата на системе орошаемых стержней (или неохлаждаемых труб). Омывание поверхности конденсата в деаэрационном устройстве отработавшим паром обеспечивается кроме устройства сквозных проходов в трубном пучке отсосом прошедшего через это устройство пара через воздухоохладитель в обход основного трубного пучка конденсатора.

Подвод в деаэрационное устройство, активно используемое лишь в течение сравнительно коротких периодов времени (например,

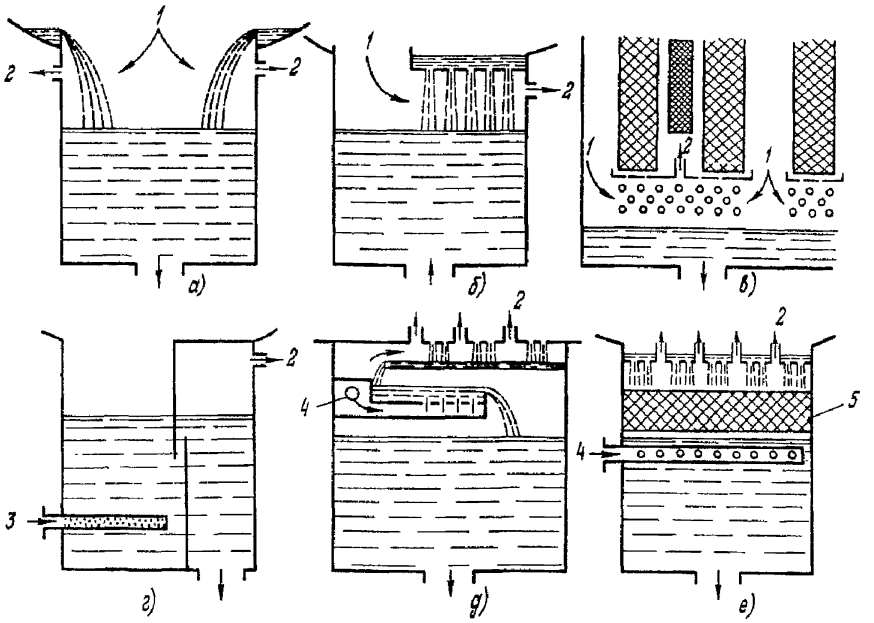

Рис. I5. Устройства для деаэрации конденсата:

а – деаэрационный конденсатосборник с переливными порогами; *б* – то же с дырчатой тарелкой; *в* – устройство с орошаемыми стержнями (глухими трубами) в корпусе конденсатора; *г* – барботажный конденсатосборник с использованием вскипающих горячих дренажей; *д* – то же с подводом в барботажное устройство пара извне; *е* – конденсатосборник с насадкой; I – отработавший пар; 2 – выпар; 3 – подвод дренажей; 4 – подвод пара из отбора турбины; 5 – насыпная насадка (кольца Рашига, омегаобразные или другие элементы)

когда нельзя быстро устранить повышенный присос воздуха), пара из отбора турбины, как правило, нецелесообразно из-за связанного с этим понижением экономичности турбоагрегата. Однако в конденсаторах теплофикационных турбин типа Т, работающих в течение отопительного периода с пропуском через ЦНД только вентиляционного расхода пара, последний может оказаться недостаточным для требуемого ограничения содержания кислорода в конденсате. В таких случаях может оказаться необходимым применение деаэраторных устройств барботажного или насадочного типов с использованием в них пара извне (из отбора турбины) или горячих дренажей.

На рис. I5 схематически показаны некоторые типы деаэрационных устройств конденсаторов.

Приложение I

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНДЕНСАТОРА

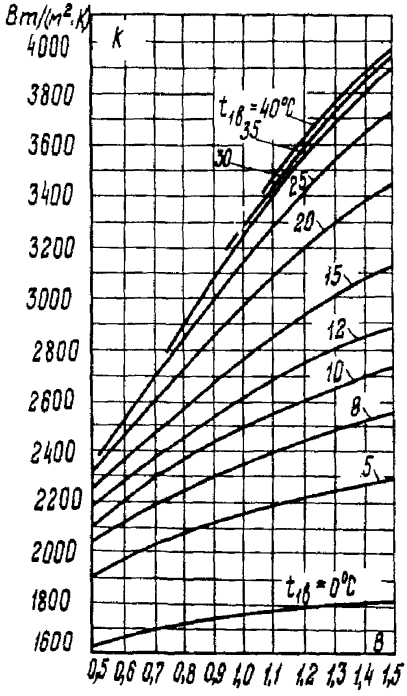

Рис. III.I. Коэффициент теплопередачи двухходового конденсатора:

$z = 2$; $a = 0{,}8$; $B = 0{,}42$

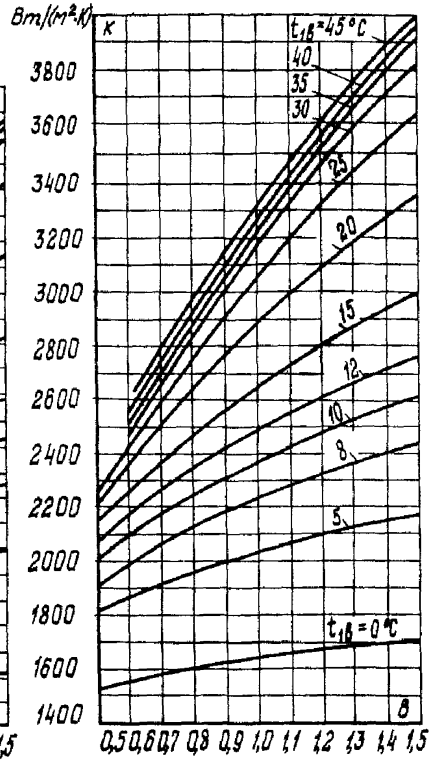

Рис. III.2. Коэффициент теплопередачи одноходового конденсатора:

$z = 1$; $a = 0{,}8$; $B = 0{,}42$

Приложение 2

ПРОГРАММЫ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ

Таблица П2.I

Программа расчета поверхности охлаждения односекционного конденсатора

```
      PROGRAM COND1
      DIMENSION PKPA(45),T(45)
      READ10,DK,T1B,WB,DB,DH,DI,AM,Z,PK,GB
   10 FORMAT(F5.1,F4.1,F4.1,F4.1,F4.1,F6.1,F4.2,F3.1,F4.1,F6.1)
    2 PRINT9,DK,T1B,WB,DB,DH,DI,AM,Z,PK,GB
    9 FORMAT(F5.1,3X,F4.1,3X,F4.1,3X,F4.1,3X,F4.1,3X,
     1F6.1,3X,F4.2,3X,F3.1,3X,F4.1,3X,F6.1)
    3 READ11,PKPA
   11 FORMAT(20F3.1/18F3.1/7F4.1)
    4 READ12,T
   12 FORMAT(F4.2,13F5.2/14F5.2/14F5.2/3F5.2)
    5 DKUD=11.5
    6 20 A=0.85*AM
    7 XA=0.6*A
    8 X=0.12*A*(1+0.15*T1B)
    9 IF(X/A.LE.0.6)
   10 -                GO TO 14
   11 FW=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
   12 GO TO 15
   13 14 FW=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X
   14 15 B=0.52-0.0072*DKUD
   15 IF(T1B.GT.35)
   16 -                GO TO 16
   17 FT=1-B*SQRT(A)*((35-T1B)**2)/1000
   18 GO TO 17
   19 16 FT=1+0.002*(T1B-35)
   20 17 FZ=1+((Z-2)*(1-T1B/45))/15
   21 FD=1
   22 HEAT=4070*A*FW*FT*FZ*FD
   23 CWK=GB/DK
   24 DTW=DI/(4.19*CWK)
   25 T2B=T1B+DTW
   26 CALL INTERP(45,PKPA,T,PK,TK)
   27 DTLOG=DTW/ALOG((TK-T1B)/(TK-T2B))
   28 F=(DK*DI*10**3)/(HEAT*DTLOG)
   29 TP=((1.273*10**6)*GB*Z)/(1000*WB*DB**2)
   30 TPL=F*10**3/(TP*3.14*DH)
   31 DKUDP=DK*10**3/F
   32 IF(ABS(DKUD-DKUDP).LE.0.01)
   33 -                              GO TO 18
   34 IF(ABS(DKUD-DKUDP).GT.0.01)
   35 -                              DKUD=DKUDP
   36 GO TO 20
   37 18 CONTINUE
   38 PRINT22,FW,FT,DTW,DTLOG,DKUDP
   22 FORMAT(F5.3,3X,F5.3,3X,F5.2,3X,F5.2,3X,F5.2)
   39 PRINT19,HEAT,F,TP,TPL
   19 FORMAT('HEAT=',F6.1,'BT/M2K',3X,'F=',F7.1,'M2',3X)
     1'TP=',F7.1,3X,'TPL=',F4.1,'M')
   40 STOP
      END
```

Таблица П2.2

Программа расчета поверхности охлаждения секционированного конденсатора

```
      PROGRAM COND2
      DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96)
      READ10,DK,T1B,WB,DB,DH,AL,D1,AM,Z,PK
   10 FORMAT(F5.1,F4.1,F4.1,F4.1,F4.1,F4.1,
     1F6.1,F4.2,F3.1,F4.2)
    2 PRINT30,DK,T1B,WB,DH,DB,AL,D1,AM,Z,PK
   30 FORMAT(F5.1,3X,F4.1,3X,F4.1,3X,F3.1,3X,F4.1,3X,F4.1,3X,
     1F4.1,3X,F5.1,3X,F4.2,3X,F3.1,3X,F4.1)
    3 READ11,T
   11 FORMAT(5I1,30I2/35I2/25I2,1I3)
    4 READ12,PATA
   12 FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
     111F6.4/11F6.4/8F6.4)
    5 READ13,PKPA
   13 FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
     114F5.2/11F5.2,F6.2)
    6 DKUD=10.5
    7 25 F=(DK/DKUD)*(10**3)
    8 FTP=(3.14*DH*AL)/1000
    9 TP=F/FTP
   10 GB=(WB*0.785*(DB)**2*TP)/1000
   11 A=0.85*AM
   12 XA=0.6*A
   13 X1=0.12*A*(1+0.15*T1B)
   14 IF(X1/A.LE.0.6)
   15 -                    GO TO 14
   16 FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
   17 GO TO 15
   18 14 FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X1
   19 15 B1=0.52-0.0072*DKUD
   20 IF(T1B.GT.35)
   21 -                GO TO 16
   22 FT1=1-B1*SQRT(A)*((35-T1B)**2)/1000
   23 GO TO 17
   24 16 FT1=1+0.002*(T1B-35)
   25 17 FZ1=1+((Z-2)*(1-T1B/45))/15
   26 FD1=1
   27 HEAT1=4070*A*FW1*FT1*FZ1*FD1
   28 CWK=GB/DK
   29 -DTW1=DI/(4.19*CWK)
   30 POKN1=HEAT1*F/(4.19*GB*1000)
   31 -DT1=DTW1/(EXP(POKN1)-1)
```

Окончание таблицы П2.2

```
      TK1=T1B+DTW1+DT1
      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK1,PKPAC)
      T1B2=T1B+DTW1
      X2=0.12*A*(1+0.15*T1B2)
      IF(X2/A.LE.0.6)
     -                    GO TO 18
      FW2=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X/
      GO TO 19
   18 FW2=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X2
   19 B2=0.52-0.0072*DKUD
      IF(T1B2.GT.35)
     -                    GO TO 20
      FT2=1-B2*SQRT(A)*(35-T1B2)**2/1000
      GO TO 21
   20 FT2=1+0.002*(T1B2-35)
   21 FZ2=1-(2-Z)*(1-T1B2/45)/15
      FD2=1
      HEAT2=4070*A*FW2*FT2*FZ2*FD2
      POKN2=HEAT2*F/(4.19*GB*1000)
      DT2=DTW1/(EXP(POKN2)-1)
      TK2=T1B2+DTW1+DT2
      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK2,PKPAS)
      PKCP=(PKPAC+PKPAS)/2
      IF(PK-PKCP.GT.0.AND.PK-PKCP.LT.0.001)
     -                                          GO TO 28
      IF(PK-PKCP.GT.0.001)
     -                         GO TO 26
      IF(PKCP-PK.EQ.0)
     -                    GO TO 28
      IF(PK-PKCP.LT.0)
     -                    GO TO 27
      IF(PK-PKCP)27,28,26
   27  DKUD=DKUD-0.0001
      GO TO 25
   26  DKUD=DKUD+0.0001
      GO TO 25
   28 CONTINUE
      PRINT29,PKCP,F,GB,DKUD
   29 FORMAT('PKCP=',F5.3,'КПА',3X,'F=',F7.1,'КВМ',3X,
     1'GB=',F7.1,'КГ/С',3X,'DKUD=',F6.3,'Г/КВМС')
      STOP
      END
```

Таблица П2.3

Программа расчета характеристик односекционного конденсатора

```
      PROGRAM PKOT
      DIMENSION GB(4),T1B(10),DK(7)
      DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96)
      READ10,Z,DB,AM,F,DI,TP
   10 FORMAT(F6.4,F6.3,F6.4,F7.1,F6.1,F7.1)
 2    PRINT11,Z,DB,AM,F,DI,TP
   11 FORMAT(F6.4,3X,F6.3,3X,F6.4,3X,F7.1,3X,F6.1,3X,F7.1,3X)
 3    READ12,GB
   12 FORMAT(4F6.1)
 4    PRINT13,GB
   13 FORMAT(5X,4(F6.1,3X))
 5    READ14,T1B
   14 FORMAT(10F4.1)
 6    PRINT15,T1B
   15 FORMAT(10(F4.1,3X))
 7    READ16,DK
   16 FORMAT(7F5.1)
 8    PRINT17,DK
   17 FORMAT(7(F5.1,3X))
 9    READ18,T
   18 FORMAT(5I1,30I2/35I2/25I2,113)
10    READ19,PATA
   19 FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
     111F6.4/11F6.4/8F6.4)
11    READ20,PKPA
   20 FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
     114F5.2/11F5.2,F6.2)
12    DO 35 J=1,4,1
13    PRINT45,GB(J)
   45 FORMAT('GB(J)=',F7.1)
14    DO 34 I=1,10,1
15    PRINT46,T1B(I)
   46 FORMAT('T1B(I)=',F4.1)
16    WB=GB(J)*Z*(10**3)/(0.785*(DB**2)*TP)
17    A=0.85*AM
18    XA=0.6*A
19    X=0.12*A*(1.0+0.15*T1B(I))
20    IF(X/A.LE.0.6)
21   -                  GO TO 25
22    FW=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
23    GO TO 26
24 25 FW=(1.1*WB/((DB)**0.25))**X
25 26 DKNOM=DK(7)/F
```

Окончание таблицы П2.3

```
      B=0.52-7.2*DKNOM
      IF(T1B(I).GT.35.AND.T1B(I).LE.45)
     -                                    GOTO27
      FT=1-B*SQRT(A)*((35-T1B(I))**2)/1000
      GO TO 28
   27 FT=1+0.002*(T1B(I)-35)
   28 FZ=1.
      FD=1.
      HEATEX=4070*A*FW*FT*FZ*FD
      CWKN=GB(J)/DK(7)
      DTWNOM=DI/(4.19*CWKN)
      POKN=HEATEX*F/(4.19*GB(J)*1000)
      DTNOM=DTWNOM/(EXP(POKN)-1)
      DO 33 K=1,7,1
      R=DK(K)/DK(7)
      S1=0.8-0.01*T1B(I)+R
      DKGR=(0.8-0.01*T1B(I))*DK(7)
      IF(DK(K).GT.DKGR)
     -                    GOTO29
      DT=(DTNOM*S1)/2
      GO TO 30
   29 DT=DTNOM*R
   30 CWKR=GB(J)/DK(K)
      DTW=DI/(4.19*CWKR)
      TK=T1B(I)+DT+DTW
      CALL INTERP(96,T,PATA,TK,PATAC)
      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK,PKPAC)
      PRINT32,DK(K),TK,PATAC,PKPAC,DT
   32 FORMAT(3X,5(F10.6,15X))
   33 CONTINUE
   34 CONTINUE
   35 CONTINUE
      STOP
      END
```

Таблица П2.4

Программа расчета характеристик секционированного конденсатора

```
      PROGRAM PKDT2
      DIMENSION T(96),PATA(96),PKPA(96)
      DIMENSION GB(4),T1B(10),DK(7)
      READ10,Z,DB,AM,F,D1,TP
   10 FORMAT(F6.4,F6.3,F6.4,F7.1,F6.1,F7.1)
      PRINT11,Z,DB,AM,F,D1,TP
   11 FORMAT(F6.4,3X,F6.3,3X,F6.4,3X,F7.1,3X,F6.1,3X,F7.1,3X)
      READ12,GB
   12 FORMAT(4F7.1)
      PRINT13,GB
   13 FORMAT(5X,4(F7.1,3X))
      READ14,T1B
   14 FORMAT(10F4.1)
      PRINT15,T1B
   15 FORMAT(10(F4.1,3X))
      READ16,DK
   16 FORMAT(7F5.1)
      PRINT17,DK
   17 FORMAT(7(F5.1,3X))
      READ18,T
   18 FORMAT(5I1,30I2/35I2/25I2,11I3)
      READ19,PATA
   19 FORMAT(11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/11F6.4/
     111F6.4/11F6.4/8F6.4)
      READ20,PKPA
   20 FORMAT(14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/14F5.2/
     114F5.2/11F5.2,F6.2)
      DO 41 J=1,4,1
      PRINT45,GB(J)
   45 FORMAT(,GB(J)=',F7.1)
      DO 40 I=1,10,1
      PRINT46,T1B(I)
   46 FORMAT(,T1B(I)=',F4.1)
      WB=GB(J)*Z*(10**3)/(0.785*(DB**2)*TP)
      A=0.85*0.95
      XA=0.6*A
      X1=0.12*A*(1.0+0.15*T1B(I))
      IF(X1/A.LE.0.6)
     -                    GO TO 25
      FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
      GO TO 26
   25 FW1=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**X1
   26 DKNOM=DK(7)/F
      B1=0.52-7.2*DKNOM
      IF(T1B(I).GT.35.AND.T1B(I).LE.45)
     -                                  GOTO27
      FT1=1-B1*SQRT(A)*((35-T1B(I))**2)/1000
      GO TO 28
   27 FT1=1+0.002*(T1B(I)-35)
   28 FZ1=1+((Z-2)*(1-T1B(I)/45))/15
      FD1=1
      HEAT1=4070*A*FW1*FT1*FZ1*FD1
```

Продолжение таблицы П2.4

```
      CWKN=GB(J)/DK(7)
      DTWNOM=DI/(4.19*CWKN)
      POKN1=HEAT1*F/(4.19*GB(J)*1000)
      DTNOM=DTWNOM/(EXP(POKN1)-1)
      DO 39 K=1,7,1
      R=DK(K)/DK(7)
      S1=0.8-0.01*T1B(I)*R
      DKGR1=(0.8-0.01*T1B(I))*DK(7)
      IF(DK(K).GT.DKGR1)
     -                          GO TO 29
      DT1=(DTNOM*S1)/2
      GO TO 30
   29 DT1=DTNOM*R
   30 CWKR=GB(J)/DK(K)
      DTW=DI/(4.19*CWKR)
      TK1=T1B(I)+DT1+DTW
      CALL INTERP(96,T,PATA,TK1,PATAC)
      CALL INTERP(96,T,PKPA,TK1,PKPAC)
      T1B2=T1B(I)+DTW
      IF(T1B2.GT.45)
     -                    GO TO 58
      X2=0.12*A*(1.0+0.15*T1B2)
      IF(X2/A.LE.0.6)
     -                      GO TO 31
      FW2=((1.1*WB)/((DB)**0.25))**XA
      GO TO 32
   31 FW2=(1.1*WB/((DB)**0.25))**X2
   32 B2=0.52-7.2*DKNOM
      IF(T1B2.GT.35.AND.T1B2.LE.45)
     -                                    GO TO 33
      FT2=1-B2*SQRT(A)*((35-T1B2)**2)/1000
      GO TO 34
   33 FT2=1+0.002*(T1B2-35)
   34 FZ2=1+(Z-2)*(1-(T1B2/45))/15
      FD2=1
      HEAT2=4070*A*FW2*FT2*FZ2*FD2
      POKN2=HEAT2*F/(4.19*GB(J)*1000)
      DTNOM2=DTWNOM/(EXP(POKN2)-1)
      S2=0.8-0.01*T1B2*R
      DKGR2=(0.8-0.01*T1B2)*DK(7)
      IF(DK(K).GT.DKGR2)
     -                          GO TO 35
      DT2=(DTNOM2*S2)/2
      GO TO 36
   35 DT2=DTNOM2*R
```

Окончание таблицы П2.4

```
80      36 TK2=T1B2+DT2+DTW
81         CALL INTERP(96,T,PATA,TK2,PATAS)
82         CALL INTERP(96,T,PKPA,TK2,PKPAS)
83      56 PRINT37,DK(K),TK1,PATAC,PKPAC,DT1,TK2,PATAS,PKPAS,DT2
        37 FORMAT(2X,9(F7.3,7X))
84         GO TO 39
85      58 PRINT50
        50 FORMAT(,T1B2>45,)
86      39 CONTINUE
87      40 CONTINUE
88      41 CONTINUE
89         STOP
           END
```

Значения идентификаторов в программах
COND1, COND2, PKDT и PKDT2

DK – расчетная паровая нагрузка конденсатора, кг/с.
TIB – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, ^{o}C.
WB – скорость воды в трубках, м/с.
DB – внутренний диаметр трубок, мм.
DH – наружный диаметр трубок, мм.
DI – количество тепла, отдаваемого одним килограммом пара, кДж/кг.
AM – коэффициент, учитывающий влияние материала трубок на коэффициент теплопередачи.
Z – число ходов воды.
PK – давление в конденсаторе, кПа.
GB – расход охлаждающей воды, кг/с.
A – коэффициент чистоты.
DKUD, DKUDP – удельная паровая нагрузка, г/(м^2·с).
X, XA – показатель степени в формуле для Φ_w .
FW, FT, FZ, FD – множители, соответственно учитывающие влияние скорости воды, температуры, числа ходов воды и паровой нагрузки на коэффициент теплопередачи.
B – значение множителя b в формуле для Φ_t .
T – температура, ^{o}C.
HEAT, HEATEX – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К).
CWK – кратность охлаждения.
DTW, DTW1 – нагрев охлаждающей воды, К.
TK – температура конденсации, ^{o}C.
DTLOG – средняя логарифмическая разность температур, К
F – поверхность охлаждения, м^2.
TP – число трубок.
TPL, AL – длина трубок, м.
PKPA – давление, кПа.
FTP – поверхность охлаждения одной трубки, м^2.
PATA – давление, кгс/см^2.
X1, X2 – показатели степени в формуле для Φ_w соответственно для первой и второй секций.

FW1, FT1, FZ2, FD2 – множители, соответственно учитывающие влияние скорости воды, температуры, числа ходов, паровой нагрузки на коэффициент теплопередачи в первой секции.

FW2, FT2, FZ2, FD2 – то же для второй секции.

B1, B2 – множитель δ в формуле для Φ_t соответственно для первой и второй секции.

HEAT1, HEAT2 – коэффициенты теплопередачи соответственно для первой и второй секции, Вт/(м^2·К).

POKN, POKN1, POKN2 – показатель степени в формуле для δt соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций.

DT, DT1, DT2 – конечный температурный напор соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, К.

TK1, TK2 – температура конденсации в первой и второй секциях, ^{o}С.

PKCP – среднее арифметическое давление пара в двух секциях конденсатора, кПа.

DKNOM – удельный номинальный расход пара, г/(м^2·с).

CWKN – кратность охлаждения при номинальном расходе пара.

DTWNOM – нагрев воды при номинальном расходе пара, К.

R – относительный расход пара.

S1, S2 – величина s по формуле (4.8).

DKGR, DKGR1, DKGR2 – граничный расход пара соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, кг/с.

CWKR – кратность охлаждения при переменных расходах воды и пара.

DTNOM, DTNOM2 – конечный температурный напор при номинальном расходе пара соответственно для несекционированного конденсатора, первой и второй секций, К.

T1B2 – температура воды на входе во вторую секцию, ^{o}С.

PATAC, PKPAC – давление пара в первой секции, кгс/см^2 и кПа.

PATAS, PKPAS – давление пара во второй секции, кгс/см^2 и кПа.

Приложение 3

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КОНДЕНСАТОРА

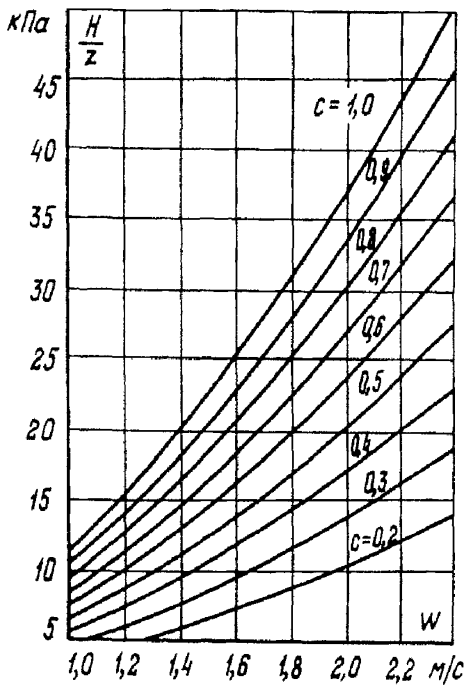

Рис. П3.I. Зависимость гидравлического сопротивления, отнесенного к одному ходу конденсатора от скорости воды и параметра c:

a_c = 0,8

Приложение 4

ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ ОТ 0 до 75°С

кПа

t°C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	0,611	0,615	0,620	0,624	0,628	0,634	0,638	0,642	0,647	0,652
1	657	662	666	671	676	681	686	690	696	701
2	706	711	716	721	727	732	736	742	747	752
3	758	764	768	774	780	786	790	796	803	808
4	813	818	824	830	836	842	848	854	860	866
5	0,872	0,879	0,885	0,890	0,897	0,903	0,909	0,916	0,922	0,928
6	935	941	948	954	951	968	975	981	988	994
7	1,001	1,008	1,015	1,023	1,029	1,036	1,043	1,051	1,058	1065
8	072	080	086	095	101	110	116	123	133	140
9	147	155	164	170	178	187	195	204	211	219
10	1,227	1,235	1,244	1,252	1,261	1,268	1,277	1,286	1,296	1,302
11	312	321	330	338	346	355	365	375	384	395
12	402	410	420	430	440	450	458	467	477	488
13	497	508	516	526	536	546	556	566	576	586
14	597	608	620	630	640	650	660	671	684	694
15	1,704	1,716	1,726	1,736	1,749	1,760	1,772	1,788	1,794	1,806
16	817	829	840	854	865	876	890	900	912	925
17	936	950	964	975	986	999	2,013	2,025	2,032	2,050
18	2,063	2,075	2,089	2,101	2,115	2,130	142	155	170	181
19	196	210	221	240	252	270	280	295	310	320
20	2,337	2,351	2,363	2,380	2,395	2,411	2,425	2,440	2,455	2,470
21	485	502	515	535	548	562	582	595	612	625
22	642	660	673	695	710	724	740	760	775	790
23	808	827	840	861	877	894	913	930	948	966
24	982	3,002	3,020	3,038	3,056	3,073	3,093	3,112	3,130	3,149
25	3,166	3,186	3,205	3,225	3,242	3,262	3,281	3,302	3,322	3,340
26	360	381	401	422	441	461	482	503	527	544
27	564	585	607	629	650	670	692	714	735	758
28	780	802	824	846	869	890	914	937	959	983
29	4,005	4,029	4,052	4,076	4,099	4,121	4,146	4,171	4,194	4,219
30	4,242	4,267	4,292	4,316	4,342	4,366	4,391	4,416	4,442	4,467
t°C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

кПа

Окончание приложения 4

t°C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
30	4,242	4,267	4,292	4,316	4,342	4,366	4,391	4,416	4,442	4,467
31	492	518	548	570	595	622	648	675	701	728
32	754	782	808	836	863	891	918	946	974	5,002
33	5,030	5,058	5,087	5,115	5,144	5,173	5,202	5,231	5,260	289
34	319	348	379	408	439	469	499	530	561	592
35	5,623	5,654	5,686	5,717	5,749	5,780	5,812	5,845	5,876	5,908
36	941	974	6,006	6,040	6,078	6,106	6,140	6,173	6,207	6,241
37	6,275	6,306	344	378	413	448	483	518	554	589
38	625	660	697	733	769	806	842	879	917	954
39	992	7,029	7,068	7,105	7,143	7,186	7,221	7,259	7,298	7,336
40	7,375	7,425	7,454	7,494	7,534	7,574	7,614	7,654	7,695	7,736
41	777	820	865	902	943	986	8,027	8,071	8,114	8,156
42	8,200	8,241	8,285	8,329	8,373	8,417	460	504	548	593
43	640	685	730	775	821	867	914	960	9,007	9,053
44	9,100	9,148	9,195	9,243	9,290	9,339	9,387	9,436	9,485	9,534
45	9,583	9,633	9,682	9,731	9,781	9,831	9,882	9,932	9,983	10,034
46	10,086	10,138	10,190	10,242	10,294	10,346	10,399	10,453	10,506	10,559
47	613	667	720	775	829	884	934	994	11,049	11,105
48	11,160	11,217	11,273	11,330	11,388	11,445	11,503	11,560	11,618	11,677
49	734	793	852	911	971	12,031	12,090	12,151	12,211	12,272
50	12,334	12,395	12,456	12,517	12,579	12,642	12,704	12,768	12,831	12,895
51	12,954	13,023	13,082	13,150	13,219	13,278	13,347	13,415	13,474	13,543
52	13,611	680	749	808	876	945	14,014	14,082	14,151	14,219
53	14,288	14,357	14,435	14,504	14,573	14,641	706	788	857	924
54	15,004	15,079	15,141	15,200	15,288	15,367	15,435	15,514	15,592	15,661
55	15,739	15,808	15,887	15,965	16,046	16,122	16,190	16,269	16,348	16,426
56	16,505	16,583	16,661	16,740	16,818	906	985	17,063	17,142	17,239
57	17,309	17,387	17,475	17,554	17,642	17,720	17,809	887	975	18,054
58	18,142	18,230	18,309	18,397	18,485	18,574	18,662	18,750	18,838	18,927
59	19,015	19,103	19,191	19,280	19,368	19,456	19,654	19,643	19,731	19,819
60	19,917	20,005	20,103	20,192	20,290	20,378	20,476	20,574	20,662	20,760
61	20,859	947	21,045	21,143	21,241	21,339	21,437	21,535	21,633	21,731
62	21,829	21,937	22,035	22,133	22,231	22,339	22,437	22,545	22,643	22,741
63	22,849	22,957	23,055	23,163	23,271	23,369	23,477	23,585	23,692	23,801
64	23,908	24,016	24,124	24,232	24,340	24,448	24,556	24,673	24,781	24,889
65	25,007	25,115	25,222	25,340	25,448	25,566	25,683	25,801	25,909	26,027
66	26,144	26,262	26,380	26,497	26,615	26,733	26,850	26,968	27,086	27,204
67	27,321	27,449	27,566	27,694	27,811	27,939	28,057	28,184	28,301	28,429
68	28,557	28,674	28,802	28,929	29,057	29,184	29,311	29,439	29,567	29,694
69	29,832	29,959	30,087	30,224	30,351	30,489	30,616	30,753	30,881	31,018
70	31,156	31,293	31,420	31,558	31,695	31,83	31,969	32,106	32,244	32,381
71	32,519	32,656	32,793	32,940	33,078	33,225	33,372	33,509	33,646	33,794
72	33,941	34,088	34,235	34,382	34,529	34,676	34,823	34,970	35,127	35,274
73	35,421	35,568	35,725	35,882	36,035	36,186	36,343	36,490	36,647	36,804
74	36,961	37,118	37,266	37,422	37,579	37,746	37,902	38,059	38,226	38,383
75	38,540	38,707	38,873	39,040	39,197	39,364	39,530	39,687	39,854	40,021
t°C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Приложение 5

ТАБЛИЦА ЗНАЧЕНИЙ e^n

n	e^n
0,300	1,34986
302	35256
304	35527
306	35798
308	36070
0,310	1,36343
312	36615
314	36889
316	37163
318	37438
0,320	1,37713
322	37988
324	38265
326	38542
328	38819
0,330	1,39097
332	39375
334	39654
336	39934
338	40214
0,340	1,40495
342	40776
344	41058
346	41340
348	41623
0,350	1,41907
352	42191
354	42476
356	42761
358	43047
0,360	1,43333
362	43620
364	43907
366	44196
368	44484
0,370	1,44773
372	45063
374	45354
376	45645
378	45936

n	e^n
0,380	1,46228
382	46521
384	46815
386	47108
388	47403
0,390	1,47698
392	47994
394	48290
396	48587
398	48884
0,400	1,49182
402	49481
404	49780
406	50080
408	50381
0,410	1,50682
412	50983
414	51286
416	51589
418	51892
0,420	1,52196
422	52501
424	52806
426	53112
428	53419
0,430	1,53726
432	54034
434	54342
436	54651
438	54960
0,440	1,55271
442	55582
444	55893
446	56205
448	56518
0,450	1,56831
452	57145
454	57460
456	57775
458	58091

n	e^n
0,460	1,58407
462	58725
464	59042
466	59361
468	59680
0,470	1,59999
472	60320
474	60641
476	60962
478	61285
0,480	1,61607
482	61931
484	62255
486	62580
488	62905
0,490	1,63232
492	63558
494	63886
496	64214
498	64543
0,500	1,64872
502	65202
504	65533
506	65864
508	66196
0,510	1,66529
512	66863
514	67197
516	67531
518	67867
0,520	1,68203
522	68540
524	68877
526	69215
528	69554
0,530	1,69893
532	70233
534	70574
536	70916
538	71258

Продолжение приложения 5

n	e^n
0,540	1,71601
542	71944
544	72288
546	72633
548	72979
0,550	1,73325
552	73672
554	74020
556	74368
558	74717
0,560	1,75067
562	75418
564	75769
566	76121
568	76473
0,570	1,76827
572	77181
574	77535
576	77891
578	78247
0,580	1,78604
582	78961
584	79320
586	79679
588	80038
0,590	1,80399
592	80760
594	81122
596	81484
598	81848
0,600	1,82212
602	82577
604	82942
606	83308
608	83675
0,610	1,84043
612	84412
614	84781
616	85521
618	1,85893

n	e^n
0,620	1,85893
622	86265
624	86638
626	87012
628	87386
0,630	1,87761
632	88137
634	88514
636	88891
638	89269
0,640	1,89648
642	90028
644	90408
646	90789
648	91171
0,650	1,91554
652	91938
654	92322
656	92707
658	93093
0,660	1,93479
662	93867
664	94255
666	94644
668	95033
0,670	1,95424
672	95815
674	96207
676	96600
678	96993
0,680	1,97388
682	97783
684	98179
686	98576
688	98973
0,690	1,99372
692	99771
694	2,00171
696	00571
698	00973
0,700	2,01373
702	01778
704	02182
706	02587
708	02993

n	e^n
0,710	2,03399
712	03806
714	04214
716	04623
718	05033
0,720	2,05443
722	05855
724	06267
726	06680
728	07093
0,730	2,07508
732	07923
734	08340
736	08757
738	09175
0,740	2,09594
742	10013
744	10434
746	10855
748	11277
0,750	2,11700
752	12124
754	12548
756	12974
758	13400
0,760	2,13828
762	14256
764	14685
766	15114
768	15545
0,770	2,15977
772	16409
774	16842
776	17276
778	17711
0,780	2,18147
782	18584
784	19022
786	19460
788	19899

Продолжение приложения 5

n	e^n
0,790	2,20340
792	20781
794	21223
796	21666
798	22109
0,800	2,22554
802	23000
804	23446
806	23893
808	24342
0,810	2,24791
812	25241
814	25692
816	26144
816	26596
0,820	2,27050
822	27505
824	27960
826	28416
828	28874
0,830	2,29331
832	29791
834	30251
836	30712
838	31174
0,840	2,31637
842	32100
844	32565
846	33031
848	33497
0,850	2,33965
852	34433
854	34902
856	35373
858	35844
0,860	2,36316
862	36789
864	37263
866	37738
868	38214

n	e^n
0,870	2,38691
872	39169
874	39648
876	40128
878	40608
0,880	2,41090
882	41573
884	42056
886	42541
888	43026
0,890	2,43513
892	44000
894	44489
896	44978
898	45469
0,900	2,45960
902	46453
904	46946
906	47441
908	47936
0,910	2,48432
912	48930
914	49428
916	49927
918	50428
0,920	2,50929
922	51431
924	51935
926	52439
928	52945
0,930	2,53451
932	53958
934	54467
936	54976
938	55427
0,940	2,55998
942	56511
944	57024
946	57539
948	58054

n	e^n
0,950	2,58571
952	59089
954	59607
956	60127
958	60648
0,960	2,61170
962	61693
964	62216
966	62741
968	63267
0,970	2,63794
972	64323
974	64852
976	65382
978	65913
0,980	2,66446
982	66979
984	67514
986	68049
988	68586
0,990	2,69123
992	69668
994	70202
996	70743
998	71285
1,000	2,71828
002	72372
004	72918
006	73464
008	74012
1,010	2,74560
012	75110
014	75661
016	76212
018	76765
1,020	2,77319
022	77875
024	78431
026	78988
028	79547

Продолжение приложения 5

n	e^n
1,030	2, 80107
032	80667
034	81229
036	81792
038	82356
1,040	2, 82922
042	83488
044	84056
046	84624
048	85194
1,050	2, 85765
052	86337
054	86910
056	87485
058	88060
1,060	2, 88637
062	89215
064	89794
066	90374
068	90955
1,070	2, 91538
072	92122
074	92706
076	93292
078	93880
1,080	2, 94468
082	95057
084	95648
086	96240
088	96833
1,090	2, 97427
092	98023
094	98619
096	99217
098	99816
1,100	3, 00417
102	01018
104	01621
106	02225
108	02830

n	e^n
1, 110	3, 03436
112	04043
114	04652
116	05262
118	05873
1,120	3, 06485
122	07099
124	07714
126	08330
128	08947
1,130	3, 09566
132	10185
134	10806
136	11429
138	12052
1, 140	3, 12677
142	13303
144	13930
146	14559
148	15188
1,150	3, 15819
152	16452
154	17085
156	17720
158	18356
1.160	3, 18993
162	19632
164	20272
166	20913
168	21556
1, 190	3, 22199
172	22844
174	23491
176	24138
178	24788
1, 180	3, 25437
182	26089
184	26742
186	27396
188	28051
1, 190	3, 28708
192	29366
194	30026
196	30686
198	31348

n	e^n
1,200	3, 32012
202	32676
204	33342
206	34010
208	34678
1,210	3, 35348
212	36020
214	36693
216	37367
218	38042
1,220	3, 38719
222	39397
224	40076
226	40757
228	41439
230	3, 42123
232	42808
234	43494
236	44182
238	44871
1,240	3, 45561
242	46253
244	46946
246	47641
248	48337
1,250	3, 49034
252	49733
254	50433
256	51135
258	51838
1,260	3, 52542
262	53248
264	53955
266	54664
268	55374
1,270	3, 56085
272	56798
274	57512
276	58228
278	58945

Продолжение приложения 5

n	e^n
1,280	3,59664
282	60384
284	61106
286	61828
288	62553
1,290	3,63279
292	64006
294	64735
296	65465
298	66197
1,300	3,66930
302	67664
304	68400
306	69138
308	69877
1,310	3,70617
312	71359
314	72102
316	72848
318	73594
1,320	3,74342
322	75092
324	75843
326	76595
328	77349
1,330	3,78104
332	78861
334	79620
336	80380
338	81141
1,340	3,81904
342	82669
344	83435
346	84203
348	84972
1,350	3,85743
352	86515
354	87289
356	88064
358	88841

n	e^n
1,360	3,89619
362	90399
364	91181
366	91964
368	92749
1,370	3,93535
372	94323
374	95112
376	95903
378	3,96696
1,380	97490
382	98286
384	99083
386	99882
388	4,00683
1,390	01485
392	02289
394	03094
396	03901
398	04710
1,400	4,05520
402	06332
404	07145
406	07980
408	08777
1,410	4,09596
412	10416
414	11237
416	12061
418	12885
1,420	4,13712
422	14540
424	15370
426	16202
428	17035
1,430	4,17870
432	18706
434	19545
436	20385
438	21226

n	e^n
1,440	4,22070
442	22915
444	23761
446	24610
448	25460
1,450	4,26311
452	27165
464	28020
456	28877
458	29736
1,460	4,30596
462	31458
464	32322
466	33187
468	34055
1,470	4,34924
472	35794
474	36667
476	37541
478	38417
1,480	4,39295
482	40174
484	41055
486	41938
488	42823
1,490	4,43710
492	44598
494	45488
496	46380
498	47273
1,500	4,48169
502	49066
504	49965
506	50865
508	51769
1,510	4,52673
512	53579
514	54489
516	55397
518	56309

Продолжение приложения 5

n	e^n
1,520	4,57223
522	58138
524	59055
526	59974
528	60895
1,530	4,61818
532	62742
534	63669
536	64597
538	65527
1,540	4,66459
542	67393
544	68329
546	69266
548	70206
1,550	4,71147
552	72090
554	73035
556	73982
558	74931
1,560	4,75882
562	76835
564	77789
566	78746
568	79704
1,570	4,80665
572	81627
574	82591
576	83557
578	84526
1,580	4,85496
582	86468
584	87441
586	88417
588	89395
1,590	4,90375
592	91357
594	92340
596	93326
598	94314

n	e^n
1,600	4,95303
602	96295
604	97288
606	98284
608	99282
1,610	5,00281
612	01283
614	02286
616	03292
618	04299
1,620	5,05309
622	06321
624	07334
626	08350
628	09368
1,630	5,10387
632	11409
634	12433
636	13459
638	14487
1,640	5,15517
642	16549
644	17583
646	18619
648	19658
1,650	5,20698
652	21740
654	22785
656	23832
658	24880
1,660	5,25931
662	26984
664	28039
666	29096
668	30155
1,670	5,31217
672	32280
674	33346
676	34414
678	35484

n	e^n
1,680	5,36556
682	37630
684	38706
686	39785
688	40865
1,690	5,41948
692	43033
694	44120
696	45210
698	46301
1,700	5,47395
702	48491
704	49589
706	50689
708	51791
1,710	5,52896
712	54003
714	55112
716	56223
718	57337
1,720	5,58453
722	59571
724	60691
726	61814
728	62938
1,730	5,64066
732	65195
734	66326
736	67460
738	68595
1,740	5,69734
742	70875
744	72018
746	73163
748	74310
1,750	5,75460
752	76612
754	77767
756	78923
758	80082

Окончание приложения 5

n	e^n
1,760	5,81244
762	82407
764	83573
766	84742
768	85912
1,770	5,87085
772	88261
774	89438
776	90618
778	91801
1,780	5,92986
782	94173
784	95362
786	96554
788	97749
1,790	5,98945
792	6,00144
794	01346
796	02550
798	03756
1,800	6,04965
802	06176
804	07389
806	08606
808	09824
1,810	6,11045
812	12268
814	13494
816	14722
818	15953
1,820	6,17186
822	18421
824	19660
826	20900
828	22143
1,830	6,23389
832	24637
834	25887
836	27140
838	28396

n	e^n
1,840	6,29654
842	30914
844	32177
846	33443
848	34711
1,850	6,35982
852	37255
854	38531
856	39809
858	41090
1,860	6,42374
862	43660
864	44948
866	46240
868	47533
1,870	6,48830
872	50129
874	51430
876	52734
878	54041
1,880	6,55350
882	56662
884	57977
886	59294
888	60614
1,890	6,61937
892	63362
894	64590
896	65920
898	67254
1,900	6,68589
902	69928
904	71269
906	72613
908	73960
1,910	6,75309
912	76661
914	78016
916	79373
918	80733

n	e^n
1,920	6,82096
922	83461
924	84830
926	86201
928	87574
1,930	6,88951
932	90330
934	91712
936	93097
938	94485
1,940	6,95875
942	97268
944	98664
946	7,00063
948	01464
1,950	7,02869
952	04276
954	05686
956	07099
958	08514
1,960	7,09933
962	11354
964	12778
966	14205
968	15635
1,970	7,17068
972	18503
974	19942
976	21383
978	22827
1,980	7,24274
982	25724
984	27178
986	28633
988	30092
1,990	7,31553
992	33018
994	34485
996	35956
998	37429
2,000	7,38906

gost.e-ecolog.ru