



**Тимошин Александр Федорович**

директор, инженер-эксперт

ООО НТЦ «Экспертиза»

г. Пенза, Пензенская область

**Николаев Алексей Петрович**

инженер-эксперт

ООО НТЦ «Экспертиза»

г. Пенза, Пензенская область

**Бердников Александр Геннадьевич**

инженер-эксперт

ООО «Параметр»

г. Пенза, Пензенская область

## **СИНТЕЗ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ**

### **ИСПАРИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ КЭС**

**Аннотация:** в работе рассматриваются физические принципы функционирования испарительных установок КЭС. На их основе авторами производится синтез математической модели испарительной установки.

**Ключевые слова:** испарительные установки, котлонадзор, математическая модель.

Возмещение потерь пара и конденсата чистой добавочной водой – важное условие обеспечения надежной работы оборудования электростанции. Добавочной водой требуемой чистоты может служить дистиллят, получаемый из специальных теплообменников – испарительной установки. В состав испарительной установки входят испаритель, в котором исходная сырья добавочная вода, обычно предварительно химически очищенная, превращается в пар, и охладитель, в котором полученный в испарителе пар конденсируется. Такой охладитель называется конденсатором испарительной установки или конденсатором испарителя. Таким образом, в испарительной установке происходит дистилляция исходной добавочной воды – переход ее в пар, с

последующей конденсацией. Конденсат испаренной воды является дистиллятом, свободным при правильной конструкции и эксплуатации испарителя от солей жесткости, растворимых солей, щелочей, кремниевой кислоты и т. п.

Испарение добавочной воды происходит за счет тепла, отдаваемого первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно – конденсатом турбинной установки (рис. 1).

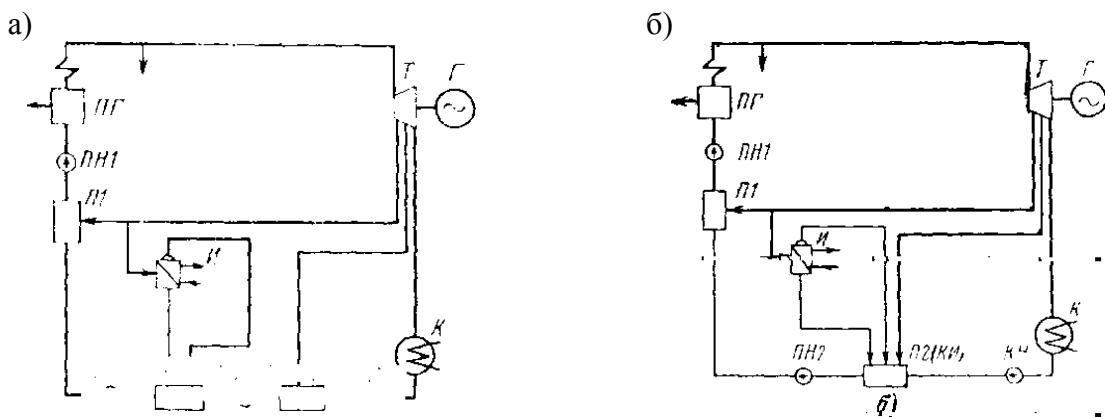


Рис. 1. Включение одноступенчатой испарительной установки И  
в схему конденсационной электростанции.

- а – с отдельным конденсатором испарителя К.И (без энергетический потери);  
б – при совмещении конденсатора испарителя К.И и регенеративного оперативного подогревателя П2 (с энергетической потерей)

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора тепло пара отборов турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в парогенераторы. Таким образом, испарительная установка включается по регенеративному принципу, и ее можно рассматривать как элемент регенеративной схемы турбоустановки. При этом, однако, возникает энергетическая потеря, обусловливаемая наличием температурного напора в испарителе и, следовательно, увеличенным подогревом в такой регенеративной ступени  $\theta = t_{ик} - t_{ки}$ , °С, где  $t_{ик}$  – температура насыщения пара из отбора турбины,  $t_{ки}$  – подогрева воды в конденсаторе испарителя.

Показанная на рис. 1 схема характеризует одноступенчатую испарительную установку, с одной ступенью испарения воды.

Испаритель – теплообменник поверхностного типа, в котором греющий (первичный) пар, отдавая тепло, конденсируется при постоянной температуре насыщения  $t_{ин}$  а нагреваемая вода, испаряясь, превращается при постоянной температуре парообразования (насыщения)  $t^H_{и1}$  в пар (вторичный). Для передачи тепла от греющего пара к испаряемой воде должно быть  $t_{ин} > t^H_{и1}$  и соответственно давление греющего пара  $p_h > p_{и1}$  т.е. выше давления вторичного пара.

Чем больше температурный напор в испарителе  $\Delta t_i = t_{ин} - t^H_{и1}$ , тем меньше требуемая площадь поверхности нагрева испарителя,  $m^2$ ,

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} \quad (1)$$

где  $Q_i$  – тепло, передаваемое через поверхность испарителя за единицу времени,  $кВт$ ;  $k_i$  – коэффициент теплопередачи, и тем дешевле испаритель.

В конденсаторе испарителя – пароводяном поверхностном теплообменнике – вторичный пар конденсируется при температуре насыщения  $t^H_{и1}$ , нагревая воду (конденсат) до температуры  $t_{ки} < t^H_{и1}$ . Повышение температуры воды в конденсаторе испарителя  $\Delta t_{ки} = t_{ки} - t^0_{ки}$ , где  $t^0_{ки}$  – температура воды при входе в конденсатор испарителя, зависит в основном от соотношения расходов вторичного пара  $D_{и1}$  и охлаждающего конденсата  $D_{ки}$ ; при заданной температуре  $t^0_{ки}$  температура  $t_{ки}$  определяется из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя.

С увеличением температурного напора  $\Delta t_p$  в испарителе и понижением температуры насыщения вторичного пара  $t^H_{и1}$  уменьшается площадь поверхности нагрева испарителя, при этом площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя,  $m^2$ :

$$F_{ки} = \frac{Q_{ки}}{k_{ки} \Delta t_{cp}^{log}} \quad (2)$$

где  $Q_{ки} \approx Q_i$  – тепловая нагрузка конденсатора испарителя, примерно равная тепловой нагрузке испарителя  $Q_i$ , а средний логарифмический напор в конденсаторе испарителя

$$\Delta t_{cp}^{\log} = \frac{\Delta t_{ki}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{ki} + \theta_{ki}}{\theta_{ki}}}, {}^0C \quad (3)$$

здесь  $\Delta t_{ki} = t_{ki} - t_{ki}^0, {}^0C$ , при указанных условиях величина практически постоянная.

Следовательно, с понижением температуры вторичного пара  $t_{i1}^H$  уменьшаются недогрев  $\theta_{ki}$  и температурный напор  $\Delta t_{cp}^{\log}$ , возрастает поверхность нагрева конденсатора испарителя  $F_{ki}$ .

Таким образом, сокращение поверхности нагрева и стоимости испарителя сопровождается увеличением поверхности нагрева и стоимости конденсатора испарителя.

Оптимальный температурный напор в испарителе определяется в рассматриваемом случае минимумом суммарной стоимости поверхностей нагрева испарителя и его конденсатора. Обычно он составляет  $\Delta t_{ik}^* = 12 \div 15 {}^0C$ , что соответствует разности давлений греющего и вторичного пара около 0,10 – 0,20 МПа.

Производительность испарителя, т.е. выход вторичного пара и дистиллята  $D_{i1}$ , определяется потерями пара и конденсата электростанции. В долях расхода пара на турбину  $D_o$  запишем также:

$$\alpha_{i1} = \alpha_{dv} \alpha_{yt} + \alpha_{pot}^{tot} = \alpha_{vt}$$

где  $\alpha_{i1} = \frac{D_{i1}}{D_0}$  и т. д.

Уравнение теплового баланса испарителя будет иметь вид:

$$D_i(i_i - i'_i) \eta_i = D_{i1}(i_{i1} - i_{ob}) + D_{pr,i1}(i'_{i1} - i_{ob}) \quad (4)$$

здесь  $D_i$ ,  $D_{i1}$  – расход греющего (первичного) и вторичного пара;  $D_{pr,i1}$  – расход продувочной воды испарителя;  $i_i$  и  $i'_{i1}$  – энталпии греющего первичного и вторичного пара испарителя, причем  $i_{i1} = i''_{i1}$ , т. е. принимают равной энталпии сухого насыщенного пара;  $i'_i$  и  $i'_{i1}$  – энталпии конденсата греющего (первичного) и вторичного пара;  $i_{ob}$  – энталпия добавочной очищенной (питательной) воды испарителя, кДж/кг;  $\eta_i$  – к.п.д. испарителя, учитывающий рассеяние тепла в нем.

С учетом соотношения  $D_{ii}^{np} = \alpha_{ii}^{np} D_{ii}$  формула (4) принимает вид:

$$D_i(i_i - i'_{ii})\eta_i = D_{ii}[i_{ii} - i_{ob} + \alpha_{ii}^{np}(i'_{ii} - i_{ob})] \quad (5)$$

или (при  $\eta_i \approx 1$ )

$$D_i q_i = D_{ii} q_{ii}$$

$$\frac{D_i}{q_i} = \frac{q_{ii}}{q_i} D_{ii} = \beta_i D_{ii} \quad (6)$$

где  $q_i$  и  $q_{ii}$  – множители в формуле (5) при величинах  $D_i$  и  $D_{ii}$ , а отношение расхода греющего пара к вторичному:

$$\beta_i = \frac{D_i}{D_{ii}} = \frac{q_{ii}}{q_i} \approx 1,0 \div 1,2 \quad (7)$$

Очевидно, расходы  $D_i$  и  $D_{ii}$  примерно равны, так как тепло конденсации греющего пара  $q_i$  и образования вторичного пара  $q_{ii}$  при малых значениях  $\alpha_{ii}^{np}$  и разности  $i_{ii} - i_{ob}$  различаются мало.

Уравнениями (4) или (5) пользуются для определения расхода греющего пара  $D_i$  по выходу дистиллята  $D_{ii}$ . Волях расхода пара на турбину  $D_o$  получим:  $D_i = \alpha_i D_0$  и  $D_{ii} = \alpha_{ii} D_0$ , а также  $D_{ii}^{np} = \alpha_{ii}^{np} D_{ii} = \alpha_{ii}^{np} \alpha_{ii} D_0$ , тогда уравнение (5) принимает вид:

$$\alpha_i(i_i - i'_{ii})\eta_i = \alpha_{ii}[i_{ii} - i_{ob} + \alpha_{ii}^{np}(i'_{ii} - i_{ob})] \quad (8)$$

Приближенно, если  $\eta_i = 1$  и  $\alpha_{ii}^{np} \approx 0$ ,

$$\alpha_i q_i = \alpha_{ii}(i_{ii} - i_{ob} + i'_{ii} - i'_{ii}) = \alpha_{ii}(q_{ii}^0 + \tau_{ob})$$

где  $q_{ii}^0 = i_{ii} - i'_{ii}$  – теплота парообразования, а  $\tau_{ob}$  – подогрев воды в испарителе до температуры насыщения ( $i_{ii} = i''_{ii}$ ).

Обычно расход греющего пара несколько превышает выход вторичного пара; это объясняется тем, что температура воды, питающей испаритель, ниже температуры насыщения испаряемой воды,  $t_{ob} < t''_{ii}$ . В первом приближении можно считать, что для получения 1 кг вторичного пара (дистиллята) требуется 1 кг греющего пара.

Уравнение теплового баланса конденсатора испарителя при сливе в него конденсата греющего пара

$$[D_i(i_i - i'_{ii}) + D_i(i'_{ii} - i'_{ii})]\eta_{kn} = D_{ki}(i_{ki} - i_{ki}^0) \quad (9)$$

где  $i_i = i''_{i1}$  – энталпия вторичного пара испарителя;  $i_{ki}$  и  $i^0_{ki}$  – соответственно энталпии нагреваемой воды (основного конденсата) после и до конденсатора испарителя;  $\tau_{ki} = i_{ki} - i^0_{ki}$  – подогрев воды и конденсаторе испарителя, кДж/кг;  $D_{ki}$  – расход воды основного конденсата) через конденсатор испарителя.

Волях расхода пара на турбину  $D_0$ :  $\alpha_{i1} = \frac{D_{i1}}{D_0}$  и  $\alpha_{ki} = \frac{D_{ki}}{D_0}$ .

Если принять, что конденсат греющего пара испарителя сливается не в конденсатор испарителя, а, например, в линию дренажей регенеративных подогревателей, то получим уравнение теплового баланса конденсатора испарителя, кДж/кг, в виде

$$\alpha_{i1}q_{i1} = \alpha_{ki}\tau_{ki} \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) используют для определения по известным величинам  $\alpha_{i1}, \alpha_{ki}$  и  $q_{i1}$  подогрева воды  $\tau_{ki}$  и, следовательно, энталпии  $i_{ki}$  и температуры  $t_{ki}$  воды после конденсатора испарителя, а именно:

$$\tau_{ki} = \frac{\alpha_{i1}}{\alpha_{ki}} q_{i1}$$

если, например,  $\alpha_{i1}/\alpha_{ki} = 0,035/0,70 = 0,05$  (расход вторичного пара составляет 5% расхода основного конденсата), а  $q_{i1} \approx 2200$  кДж/кг, то  $\tau_{ki} = 110$  кДж/кг и  $i_{ki} = i^0_{ki} + 110$ , откуда определяется  $t_{ki}$ .

Основной критерий правильности схемы включения испарительной установки и выбора ее параметров – обеспечение положительной и экономически обоснованной величины недогрева  $0 \geq 3 \div 5$  °С или  $0 \geq 12 \div 20$  кДж/кг. Расчет может показать, меньшую (положительную) или даже отрицательную величину недогрева  $0 < 0$ ; это означает, что при данных соотношениях расходов вторичного пара и основного конденсата и выбранных параметрах вторичный пар нельзя сконденсировать. В этом случае необходимо или повысить давление вторичного пара, уменьшив температурный напор в испарителе, если это технически и экономически допустимо, или изменить схему включения испарительной установки.

При поверочном расчете реальной испарительной установки, когда известны поверхности нагрева испарителя и конденсатора испарителя, в результате расчета определяют возможную производительность испарителя  $D_{и1}$  и уточняют параметры пара и воды в испарительной установке.

При ограниченной конденсирующей способности конденсатора испарителя (из-за относительно большого количества конденсируемого вторичного пара) возможно получить увеличенное количество дистиллята, если сконденсировать часть производимого пара в теплообменнике типа испарителя. С этой целью применяют двухступенчатую испарительную установку (рис. 2).

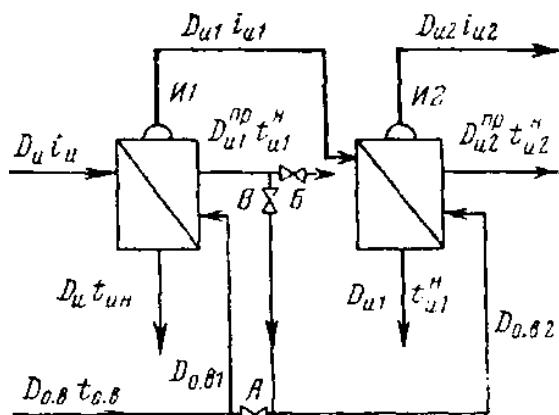


Рис. 2. Схема двухступенчатой испарительной установки с параллельным питанием верхней ступени  $II$  и нижней ступени  $I2$  (задвижки  $A$  и  $B$  открыты, задвижка  $B$  закрыта) и с последовательным их питанием водой (задвижки  $A$  и  $B$  закрыты, задвижка  $B$  открыта)

Подобно тому, как первичный греющий пар конденсируется в первой верхней ступени испарительной установки, так в этом случае вторичный пар первой ступени конденсируется во второй нижней ступени, которая выдает часть готового дистиллята; остальное количество дистиллята получают, как обычно, из конденсатора испарительной установки.

Вид уравнений теплового баланса двухступенчатой испарительной установки зависит от схемы питания ступеней водой: параллельной или последовательной (каскадной).

При *параллельном* питании поток очищенной воды перед испарительной установкой разделяется на два; один из них поступает в верхнюю, другой – в нижнюю ступень (см. рис. 2). Таким образом,

$$D_{ов}=D_{ов1}+D_{ов2}=D_{и1}+D_{и1}^{pp}+D_{и2}+D_{и2}^{pp}.$$

Уравнения теплового баланса при этом будут иметь вид:

*первая (верхняя) ступень*

$$D_i(i_i - i'_i) \eta_i = D_{i1}(i''_{i1} - i_{ob}) + D^{pr}_{i1}(i'_{i1} - i_{ob}) \quad (11)$$

*вторая (нижняя) ступень*

$$D_i(i''_{i1} - i'_{i1}) \eta_{i1} = D_{i2}(i''_{i2} - i_{ob}) + D^{pr}_{i2}(i'_{i2} - i_{ob}) \quad (12)$$

при этом  $i''_{i1}$  и  $i''_{i2}$  соответствуют состоянию сухого насыщенного пара,  $i'_{i1}$  и  $i'_{i2}$  – воды при насыщении.

Величины  $D^{pr}_{i1}$  и  $D^{pr}_{i2}$  можно выразить волях соответственно  $D_{i1}$  и  $D_{i2}$  и получить соотношения:

$$D_i = \beta_i D_{i1} \text{ и } D_i = \beta_{i1} D_{i2} \quad (13)$$

При отсутствии внешних потерь сумма  $D_{i1} + D_{i2} = D_{dv} = D_{bt} = \alpha_{bt} D_0 = \alpha_{dv} D_0$  – заданная величина.

Таким образом,  $D_{dv} = D_{i1} + D_{i2} = \frac{D_i}{\beta_i} \left( 1 + \frac{1}{\beta_{i1}} \right)$ , откуда расход греющего пара из

отбора турбины на первую (верхнюю) ступень испарителей

$$D_i = \frac{\beta_i}{1 + \frac{1}{\beta_{i1}}} D_{dv} = \frac{\beta_i}{1 + \frac{1}{\beta_{i1}}} \alpha_{dv} D_0$$

и доля расхода греющего пара

$$\alpha_i = \frac{D_i}{D_0} = \frac{\beta_i}{1 + \frac{1}{\beta_{i1}}} \alpha_{dv} \quad (14)$$

Если принять в первом приближении  $\beta_i = \beta_{i1} \approx 1$ , то  $\alpha_i \approx 0,5 \alpha_{dv} = 0,5(\alpha_{i1} + \alpha_{i2}) = 0,5 \times \alpha_{dist}$ ; следовательно, для получения 1 кг дистиллята требуется 0,5 кг греющего пара – вдвое меньше, чем в одноступенчатой испарительной установке, что и понятно, так как примерно половина всего дистиллята получается внутри испарительной установки в результате конденсации вторичного пара верхней ступени в нижней ступени установки.

При значениях  $\beta_i = \beta_{i1} = 1,15$  получим:

$$\alpha_i = \frac{1,15}{1 + \frac{1}{1,15}} \alpha_{dist} = 0,61 \alpha_{dist}$$

т. е. па получение 1 кг дистиллята требуется около 0,6 кг греющего пара. Таким образом, используя 1 кг пара из отбора турбины, можно получить 1,6 – 2,0 кг дистиллята.

*Последовательное* питание ступеней испарительной установки водой выполняется по каскадной схеме, т.е. весь поток  $D_{o.b}$  подается в верхнюю ступень, часть его  $D_{i1}$  там испаряется, остальной поток в количестве  $D_{i2}+D_{i2}^{pr}$  служит питательной водой второй (нижней) ступени (рис. 2).

В данной схеме  $D_{ob}=D_{i1}+D_{i2}+D_{i2}^{pr}$  продувка осуществляется из второй ступени; продувочной водой первой (верхней) ступени служит питательная вода второй ступени. Вода из верхней ступени более высокого давления поступает во вторую ступень более низкого давления самотеком.

Уравнения теплового баланса будут иметь вид:

*первая (верхняя) ступень*

$$D_i(i_i - i'_{i1})\eta_i = D_{i1}(i''_{i1} - i_{ob}) + (D_{i2} + D_{i2}^{pr})(i'_{i1} - i_{ob}) \quad (15)$$

в этом уравнении  $D_{i2} + D_{i2}^{pr} = D_{i2}^{pr}$ ;

*вторая (нижняя) ступень*

$$D_i(i''_{i1} - i'_{i1})\eta_{i1} = D_{i2}(i''_{i2} - i'_{i1}) + D_{i2}^{pr}(i'_{i2} - i'_{i1}). \quad (16)$$

Это уравнение в правой своей части имеет ту особенность, что вторая ступень испарителя питается водой с температурой выше температуры насыщения в этой ступени, так как  $i'_{i2} < i'_{i1}$  часть пара этой ступени образуется в результате охлаждения воды, и уравнение (16) логичнее записать в виде

$$[D_i(i''_{i1} - i'_{i1})\eta_{i1} + D_{i2}^{pr}(i'_{i1} - i'_{i2})]\eta'_{i1} = D_{i2}(i''_{i2} - i'_{i1})$$

Таким образом, часть (относительно небольшая) вторичного пара в нижней ступени испарительной установки получается в результате самовспышки воды; основная масса пара в нижней ступени образуется за счет тепла греющего пара – вторичного пара верхней ступени. Имея в виду, что  $D_{i2}^{pr} = \alpha_{i2}^{pr} D_{i2}$  получим из уравнения (16), как обычно  $D_{i1} = \beta_{i1} D_{i2}$ . Расход пара  $D_{i1}$  из-за частичного самовспышки воды во второй ступени уменьшается и коэффициент  $\beta_{i1} \approx 0,90 \div 1,05$ .

Обозначим:

$$i_i - i'_i = q_i; i''_{i1} - i_{ob} = i''_{i1} - i'_{i1} + i'_{i1} - i_{ob} = q_{i1} + \tau_{i1}$$

где  $\tau_{i1} = i'_{i1} - i_{ob}$  – подогрев воды в первой ступени испарителя; примем  $\eta_i = 1$ .

Уравнение (15) тогда запишется в виде:

$$D_i q_i = D_{i1} (q_{i1} + \tau_{i1}) + D_{i2} (1 + \alpha_{i2}^{\text{пр}}) \tau_{i1},$$

с учетом равенства  $D_{i1} = \beta_{i1} D_{i2}$  получим также  $D_i = \beta_i D_{i1}$ .

Если принять  $\beta_{i1} = 1,0$  и  $\beta_i \approx 1,2$ , то доля отбора пара на испаритель в соответствии с формулой (14) будет:

$$\alpha_i = \frac{\beta_i}{1 + \frac{1}{\beta_{i1}}} \alpha_{\text{дв}} \approx \frac{1,2}{1 + \frac{1}{10}} \alpha_{\text{дв}} = 0,6 \alpha_{\text{дв}}$$

Таким образом, и в данной схеме выход дистиллята примерно в 1,7 раз больше расхода греющего пара из отбора турбины.

Последовательное питание испарительной установки водой позволяет улучшить качество производимого пара и дистиллята, что можно пояснить следующим образом. Во вторую ступень через первую вводятся практически все примеси т.е. вдвое больше, чем при параллельном питании. Если продувка из второй ступени вдвое больше, чем при параллельном питании ступеней водой (например, 10% вместо 5%), то качество пара и дистиллята из второй ступени можно считать одинаковым в обеих схемах. В первую ступень также вводятся все примеси (соли), содержащиеся в питательной воде испарителей. Однако при двойном подводе солей из первой ступени производится обильная продувка в размере  $D_{i2} (1 + \alpha_{i2}^{\text{пр}}) \approx 1,1 D_{i2} \approx 1,1 D_{i1}$ , т. е. примерно в 20 раз больше, чем при параллельном питании. Можно считать, что пар и дистиллят, получаемые в верхней ступени, значительно чище, чем при параллельном питании.

В итоге, при последовательном питании ступеней испарителей водой получается более чистый дистиллят. Последовательное питание ступеней испарителя особенно целесообразно при низком качестве исходной сырой воды, например, при использовании морской воды.

Ступенчатое испарение воды при последовательном питании ступеней испарителей аналогично ступенчатому испарению воды в парогенераторах барабанного типа. При разработке последнего был учтен опыт работы исправительных установок с последовательным питанием ступеней, в частности, морской водой [1].

Окончательно, математическая модель уравнения теплового баланса конденсатора двухступенчатой испарительной установки в случае слива в него конденсата греющего пара, как при параллельном, так и при последовательном питании водой, будет иметь следующий вид:

$$D_{i2}(i_{i2}-i'_{i2}) + D_i(i'_i - i'_{i2}) + D_{i1}(i'_i - i^0_{ki}) = D_{ki}(i_{ki} - i^0_{ki}) \frac{1}{\eta_{ki}}. \quad (17)$$

### Заключение

Из уравнения (17), как и в случае одноступенчатой испарительной установки, по известным значениям потоков пара и конденсата и их параметров обычно определяют энтальпию  $i_{ki}$  и температуру  $t_{ki}$  основного конденсата после подогрева его в этом теплообменнике. Основной критерий правильности схемы и ее параметров – положительный недогрев  $\vartheta = i_{ki} - i'_{i2}$  и  $\theta = t^h_{i2} - t_{ki}$ . При заданном выходе дистиллята  $D_{i1} + D_{i2}$  в конденсаторе испарителя конденсируется примерно вдвое меньше пара и подогрев основного конденсата  $\tau_{ki}$  соответственно снижается; расход пара из отбора турбины уменьшается примерно вдвое.

### *Список литературы*

1. Трухний А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 540 с.