

## БЛОЧНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ МГНОВЕННОГО ВСКИПАНИЯ

МОШКАРИН А.А., асп., ШУВАЛОВ С.И., д-р техн. наук

Изложена методика расчета испарительных установок мгновенного вскипания башенного типа. Приведены результаты исследования производительности испарительных установок различного типа от нагрузки на примере блока 800 МВт.

Наряду с испарителями кипящего типа в качестве блочных испарительных установок могут применяться установки мгновенного вскипания (ИМВ). Возможность использования таких установок, оценка их производительности были определены в работах ряда исследователей [1, 2]. Однако эти исследования носили оценочный характер и выполнялись без учета возможности практической реализации технических предложений, были ориентированы на ИМВ или с очень малым числом (не более 4-8) [1, 2], или с очень большим - 25-40 [3].

В первом случае температурные перепады в ступенях ИМВ получались очень большими - 5°-10 °С, во втором неоправданно малыми - 1,5°-2°С. Большие температурные перепады позволяют уменьшить габариты испарительной установки и как следствие, снижают трудность ее размещения рядом с ПТУ. Однако при этом неизбежно будет наблюдаться явление непрокипания воды в ступенях испарения, а также ее капельный унос с паром через сепарационные устройства, так как производительность каждой ступени будет весьма значительной, а объемные расходы пара будут очень большими из-за низких давлений.

Во втором случае за основу принимались известные опреснительные установки горизонтального типа, габариты которых требуют дополнительных площадей в машзале ТЭС.

Появление башенных ИМВ конструкции УралВТИ и их успешная эксплуатация [4] позволяют вполне обосновано провести реальную оценку возможностей их применения в качестве блочных испарительных установок.

### Методика расчета ИМВ

При составлении расчетной схемы испарительную установку мгновенного вскипания можно представить как противоточный теплообменник, в каждой из ступеней которого горячий теплоноситель имеет постоянную температуру (температуру насыщения), а изменение его температуры происходит скачком при переходе от одной ступени к другой.

Согласно [5], для теплообменной поверхности с фазовым переходом можно записать

$$t_2 = t_n - (t_n - t_{02}) \exp\left(-\frac{kF}{c_p G_2}\right) = t_n - (t_n - t_{02}) \exp\left(-\frac{kF}{C_2}\right) \quad (1)$$

где  $C_2 = c_p G_2$  – теплоемкость массового расхода теплоносителя.

Уравнение теплового баланса запишется в следующем виде:

$$\alpha \cdot \gamma G_1 = G_2 c_p (t_2 - t_{02}), \quad (2)$$

где  $\alpha = \frac{c_p (t_{01} - t_n)}{\gamma}$  – доля перегретого теплоносителя, перешедшего в паровую фазу.

Подставим в (2) выражение  $\alpha$ , получим

$$\frac{c_p (t_{01} - t_n)}{\gamma} \cdot \gamma G_1 = c_p G_2 (t_2 - t_{02}), \quad (3)$$

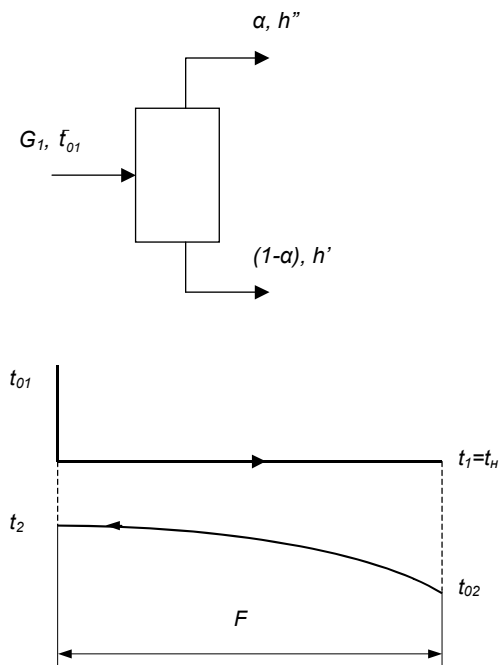


Рис. 1. Изменение температур теплоносителей в ступенях испарения и конденсаторах испарителей мгновенного вскипания

Так как в рассматриваемом случае каждый из теплоносителей представлен в виде воды, то можно утверждать, что  $c_1 = c_2 = c_p$ , следовательно,  $C_1$  и  $C_2$  можно заменить на  $G_1$  и  $G_2$ . Так как решение ведется в общем виде, получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} C_2 t_2 + C_1 t_n = C_1 t_{01} + C_2 t_{02} \\ 1 \cdot t_2 + (1 - \exp(-B)) t_n = \exp(-B) t_{02} \end{cases} \quad (4)$$

или

$$\begin{cases} -C_1 t_{01} + C_2 t_2 + C_1 t_n - C_2 t_{02} = 0 \\ 0 \cdot t_{01} + 1 \cdot t_2 + (1 - \exp(-B)) t_n - \exp(-B) t_{02} = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Из последней системы получаем матрицу

$$\begin{bmatrix} -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 \\ 0 & 1 & -(1-\exp(-B)) & -\exp(-B) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_{01} \\ t_2 \\ t_1 \\ t_{02} \end{bmatrix} = 0,$$

(6)

где  $B = \frac{kF}{C_2}$ ;  $k$  - коэффициент теплопередачи,

$F$  - поверхность теплообмена,  $t$  - температура теплоносителя; индекс 1 относится к горячему теплоносителю, 2 - к холодному, 0 - к входной температуре.

Система уравнений, аналогичных (6), для каждой ступени описывает многоступенчатую установку и в матричном виде может быть записана как

$$PT=0, \quad (7)$$

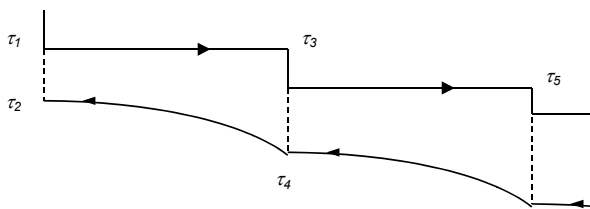
где  $P=\{P_{ij}\}$  - блочная ленточная матрица размера  $2n \times (2n+2)$  элемента или  $n \times (n+1)$  блока, расчет которой может быть формализован в виде

$$\begin{bmatrix} -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & (e^{-B_1}-1) & -e^{-B_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_2}-1) & -e^{-B_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_3}-1) & -e^{-B_3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_1 & C_2 & C_1 & -C_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & (e^{-B_n}-1) & -e^{-B_n} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \cdot \\ \cdot \\ \tau_{n-1} \\ \tau_n \end{bmatrix} = 0, \quad (9)$$

где  $\tau$  принимается в соответствии с рис.2:

Температура насыщения в  $x$ - ступени составит  $t_x^H = t_0 - \Delta t_{гр,x}$ ; (14)

Температурный перепад по ступеням -



$$t_x^H - t_{x-1}^H = \Delta t_x; \quad (15)$$

$$P_{ij} = \begin{cases} P_i^1, i=j \\ P_i^2, j=i+1 \\ 0, j \neq (i) \cap (i+1) \end{cases}; \quad p_i^1 = \begin{bmatrix} -C_{1i} & C_{2i} \\ 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$p_i^2 = \begin{bmatrix} C_{1i} & -C_{2i} \\ \exp(-B_i)-1 & -\exp(-B_i) \end{bmatrix}.$$

(8)

Матрица-столбец  $T$  размера  $(2n+2) \times 1$  элемента составлена из температур холодного и горячего теплоносителей по аналогии с (1). Полученная система  $n$  линейных уравнений содержит  $(n+2)$  температур теплоносителей, любые две из которых задаются в качестве исходных, а остальные определяются из решения системы (2).

Те же самые преобразования можно выполнить и для  $n$  числа ступеней.

Полученные линейные уравнения можно решить с помощью метода Гаусса.

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора ступени может быть найдена следующим образом:

известно, что

$$\Delta t_k = \frac{C_1}{C_2} \Delta t,$$

тогда

$$t''_{k,n} = t'_{k,n} + \Delta t_n \frac{C_1}{C_2}; \quad (16)$$

$$t''_{k,n-1} = t'_{k,n-1} + \Delta t_{n-1} \frac{C_1}{C_2}, \quad (17)$$

и т.д.

После определения температур теплоносителей находят значения давлений в ступенях насыщения, скрытую теплоту парообразования  $r$ , а также производительности ступеней ИМВ.

Производительность первой ступени

$$D_1 = Gc_p(t_{k,1} - t_{k,2})/r_1, \quad (18)$$

где  $r_1=f(t_{k,1})$ ;  $G$  – соответствующий расход охлаждающей среды в конденсаторе рассматриваемой

$$D_2 = c_p(G(t_{k,2} - t_{k,3}) - D_1(t_1 - t_2))/r_2, \quad (19)$$

где  $r_2=f(t_{k,2})$ ,  
Для  $n$ -й ступени

$$D_n = c_p(G(t_{k,n} - t_{k,n+1}) - (t_{n-1} - t_n) \sum_1^{n-1} D_i)/r_n, \quad (20)$$

где  $r_n=f(t_{k,n})$ ,

Оптимальная величина расхода циркулирующего рассола (которой необходимо оперировать при выборе насосов) может быть найдена по уравнению, полученному из теплового баланса ступени при условии равных расходов испаряемой и охлаждающих рабочих сред,

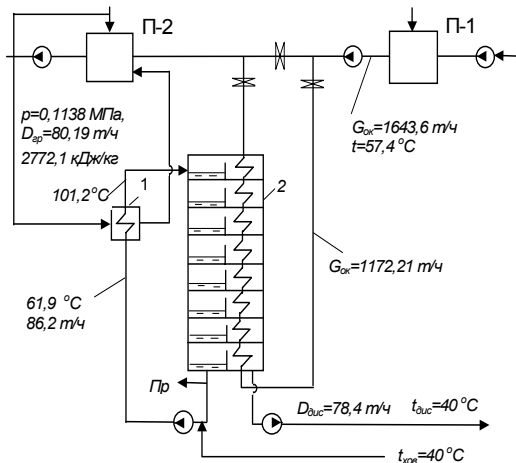
$$G_{ок} \Delta t_{c_p} = F_i k \Delta t_{cp1}; \quad (21)$$

или

$$G_{ок} \Delta t_{c_p} = F_i k \frac{\Delta t}{\ln 2};$$

$$G_{ок} = \frac{F_i k}{c_p \ln 2}. \quad (22)$$

Схема блочной ИМВ (в чистом виде) отличается от автономной (см. рис.3).



Здесь охлаждающей водой является основной

Рис.3. Схема включения испарительной установки мгновенного вскипания в тепловую схему блока 800 МВт

конденсат паротурбинной установки. Температура конденсации в последней ступени выше температуры входящего основного конденсата на два температурных напора в ступенях испарения. Упариваемая вода после камер расширения подается насосами в головной подогреватель. Число ступеней испарения в такой установке с учетом располагаемого температурного нагрева в ступени регенерации ПТУ и приемлемого

ступени;  $t_{k,1}, t_{k,2}$ - температуры охлаждающей среды на выходе и входе в конденсатор рассматриваемой ступени, соответственно.

Производительность второй ступени:

температурного перепада в камерах расширения 2,5-3,5 °C может составлять 10-12.

Алгоритм расчета такой установки идентичен алгоритму расчета автономной ИМВ, который приведен в [6]. Основные отличия от приведенного выше алгоритма связаны с отсутствием соотношений для конечного конденсатора, которого в данной установке нет, и для головного подогревателя, температура воды на входе в который равна температуре в последней ступени ИМВ.

Тепловой баланс для головного подогревателя

$$G_u c_p (t_{ep}^u - t_n^u) = F_{под} k_{под} \Delta t_{под},$$

где  $G_u$ - расход упариваемой воды, ;  $u$  - недогрев воды в головном подогревателе;  $t_{ep}^u, t_n^u$  - Температуры насыщения греющего пара и воды в последней ступени испарения;  $F_{под}$  - поверхность теплообмена головного подогревателя;  $k_{под}$  – коэффициент теплопередачи в подогревателе;  $\Delta t_{под}$  – средний температурный напор в головном подогревателе.

Программный комплекс по моделированию и расчету схем ИМВ, описанный выше, был дополнен подсистемой расчета блочной испарительной установки мгновенного выкипания (БИМВ). При этом в подсистеме выполняется расчет по алгоритму определения производительности установки (рис.3) при следующих заданных величинах: давлении греющего пара (определяемого давлением пара в соответствующем отборе турбины при конкретной нагрузке на ПТУ); принятых поверхностях теплообмена конденсаторов в ступенях установки и головного подогревателя; расходах основного конденсата и упариваемого рассола; температурах воды в последней камере испарения и основного конденсата на входе в БИМВ.

Результаты расчета могут быть выведены на экран монитора в виде принятой формы таблиц (рис. 4), гистограмм, а также в виде таблицы параметров для отдельной ступени испарения при ее инициализации с помощью «мыши» на схеме БИМВ.

При изменении нагрузки блока, в схему которого включается БИМВ, производительность последней зависит от системы регулирования расходов охлаждающей и упариваемой воды.

Задачей блочной испарительной установки (БИУ) является надежное обеспечение требуемого количества дистиллята (добавочной воды) при любых нагрузках блока.

В отличие от традиционной БИУ производительность ИМВ будет зависеть не только от расхода основного конденсата, но и от соотношения расходов основного конденсата и упариваемой воды.

Одним из режимов работы рассматриваемой БИМВ может являться режим, при котором производительность насосной группы, обеспечивающей циркуляцию упариваемого рассола, остается неизменной, равной оптимальной при выбранной поверхности теплообмена каждой ступени для требуемой производительности установки, а весь поток основного конденсата проходит через конденсаторы ступеней ИМВ.

Вторым режимом работы БИМВ может быть режим, при котором производительность насосов не регулируется в зависимости от нагрузки блока, рав-

на оптимальной, а пропуск охлаждающего конденсата регулируется так, чтобы его расход был равен расходу упариваемой воды.

Третьим возможным режимом может быть режим работы ИМВ, при котором обеспечивается регулирование расхода циркулирующей воды в зависимости от расхода основного конденсата.

Осуществление первого режима не требует регулирования, так как весь поток основного конденсата направляется на БИМВ.

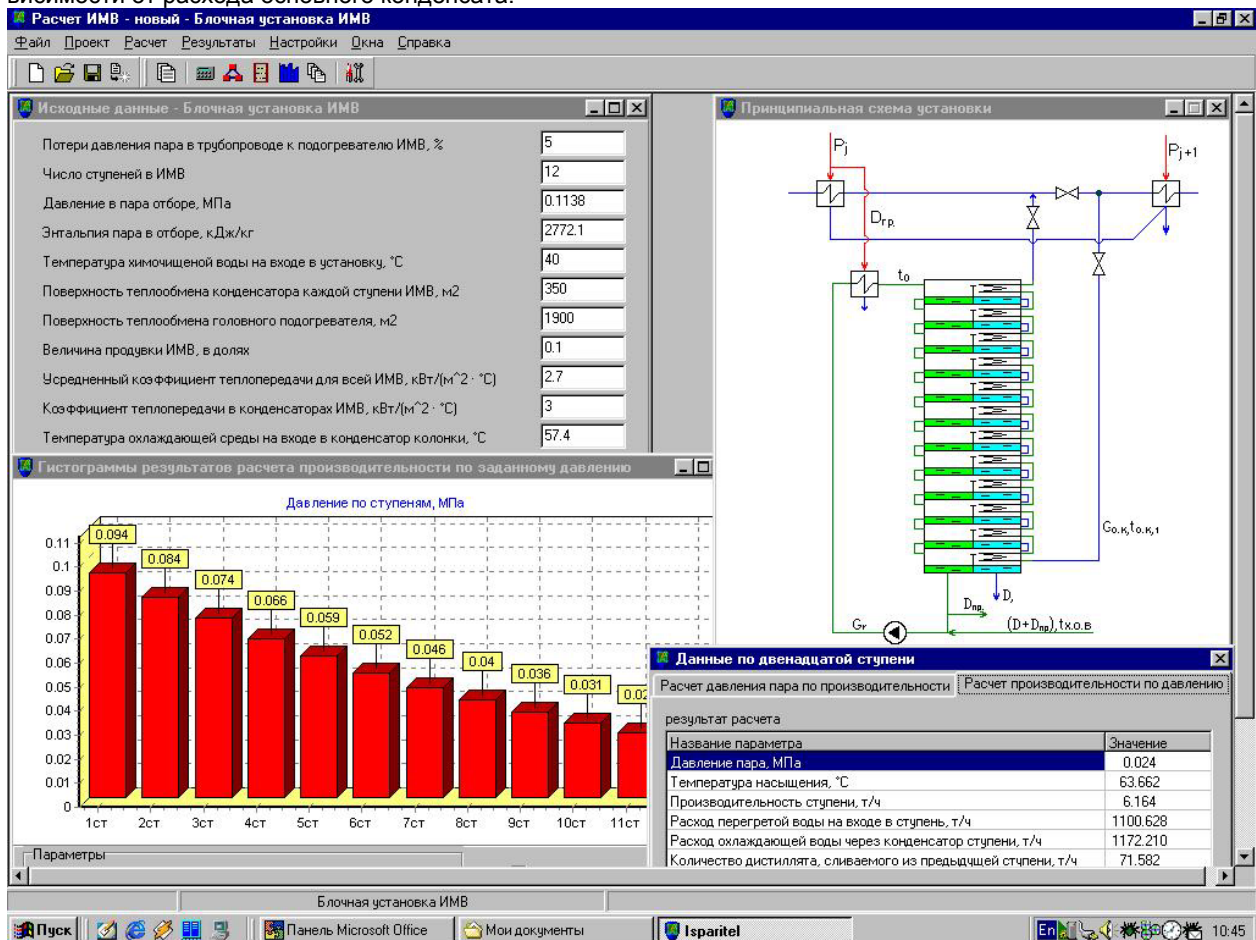


Рис.4. Экранные формы представления результатов расчетов БИУМВ в программном комплексе

В табл.1, 2, 3, 4 приведены основные результаты расчетов БИМВ для блока 800 МВт, включенной на седьмой, отбор для трех возможных режимов ее работы. Производительность БИМВ принята равной производительности двухступенчатой БИУ 78 т/ч.

Таблица 1. Исходные данные по турбоустановке К-800-23,5 – 5 для расчетов БИУМВ

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход пара на турбину, т/ч	2649,24	2449,8	2139,48	1591,9	1224,7
Расход основного конденсата на ПНД-1, т/ч	1655,36	1549,1	1378,8	1054,8	546,2
Расход основного конденсата на ПНД –2, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход пара на ПНД –1, т/ч	104,04	94,5	81,36	56,52	26,24
Давление в конденсаторе, МПа	0,0035	0,0034	0,0031	0,0025	0,0022
Температура воды за конденсатором, °С	26,8	26	24,3	21,1	19,4
Давление пара в отборе на ПНД-1, МПа	0,121	0,1138	0,101	0,074	0,06
Температура воды за ПНД-1, °С	59,1	57,4	54,9	49,1	45,4

Таблица 2. Результаты расчета БИМВ (Режим работы БИМВ при регулировании расхода основного конденсата на установку) ( $F_{e,под}=1900 \text{ м}^2$ ,  $F=350 \text{ м}^2$ ,  $n=12$ ).

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход основного конденсата за ПНД-1, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход основного конденсата на БИМВ, т/ч	1172,21	1172,21	1172,1	1111,3	572,4
Расход циркулирующей воды в БИМВ, т/ч	1172,21	1172,21	1172,1	1111,3	572,4
Температура основного конденсата на входе в БИМВ, °С	59,1	57,4	54,9	49,1	45,4
Температура воды на входе в головной подогре-	63,51	61,94	59,54	53,88	48,66

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
ватель, °С					
Температура воды за головным подогревателем, °С	103,0	101,23	97,93	89,5	84,66
Производительность БИМВ, т/ч	<b>77,96</b>	<b>77,74</b>	<b>76,08</b>	<b>67,95</b>	<b>35,24</b>
Расход пара из 7-го отбора на БИМВ, т/ч	80,12	80,19	79,62	70,45	36,11

Таблица 3. **Результаты расчета БИМВ** (Режим работы БИМВ при регулировании расхода циркулирующей воды на установку по расходу основного конденсата)  
( $F_{г.лов}=1900 \text{ м}^2$ ,  $F=350 \text{ м}^2$ ,  $n=12$ , оптимальный расход циркулирующей воды 1172,2 т/ч).

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход основного конденсата за ПНД-1, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход основного конденсата на БИМВ, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход циркулирующей воды в БИМВ, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Температура основного конденсата на входе в БИМВ, °С	59,1	57,4	54,9	49,1	45,4
Температура воды на входе в головной подогреватель, °С	65,05	63,2	60,3	53,72	48,66
Температура воды за головным подогревателем, °С	101,19	99,9	97,80	89,65	84,66
Производительность БИМВ, т/ч	107,19	101,75	91,08	67,94	35,24

Таблица 4. **Результаты расчета БИМВ** (Режим работы БИМВ при оптимальном расходе циркулирующей воды и полном расходе основного конденсата на установку)  
( $F_{г.лов}=1900 \text{ м}^2$ ,  $F=350 \text{ м}^2$ ,  $n=12$ , оптимальный расход циркулирующей воды 1172,2 т/ч).

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход основного конденсата за ПНД-1, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход основного конденсата на БИУМВ, т/ч	1759,4	1643,6	1460,2	1111,3	572,4
Расход циркулирующей воды в БИУМВ, т/ч	1172,21	1172,21	1172,21	1172,21	1172,21
Температура основного конденсата на входе в БИУМВ, °С	59,1	57,4	54,9	49,1	45,4
Температура воды на входе в головной подогреватель, °С	61,18	59,13	57,78	54,56	64,39
Температура воды за головным подогревателем, °С	102,94	101,21	97,88	89,55	84,7
Производительность БИУМВ, т/ч	82,64	82,185	79,61	69,81	39,87

Реализация второго режима работы установки возможна при условии регулирования открытия клапана расхода на трубопроводе основного конденсата. При нагрузках на блок ниже 65-70 % он полностью закрыт, а при более высоких нагрузках он прикрывается для обеспечения равенства расходов циркулирующего рассола и охлаждающей воды. Третий режим осуществляется регулированием производительности насосной группы.

Проведем анализ допустимого диапазона соотношений расходов упариваемого раствора и охлаждающей воды, исходя из условий получения дистиллята высокого качества.

Детальный анализ возможности работы БИМВ в отмеченных режимах может быть сделан с помощью гистограмм производительностей и температур теплоносителей.

При работе БИМВ в расчетном режиме для номинальной нагрузки блока производительности ступеней практически одинаковы (рис. 5).

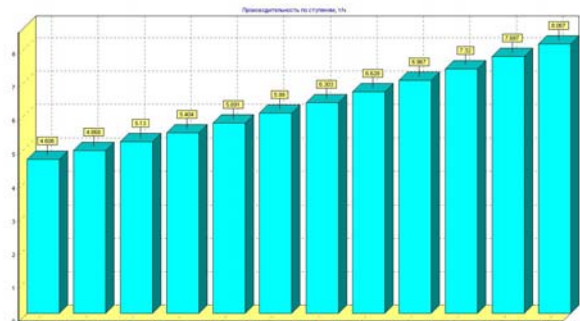
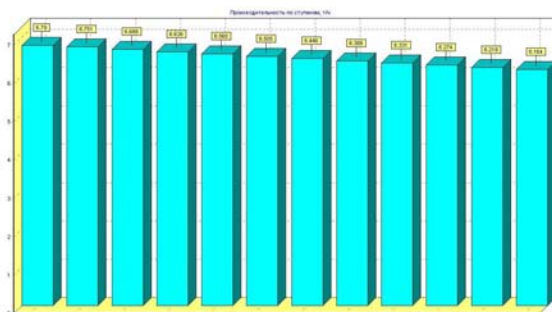


Рис.6. Производительность ступеней испарения БИМВ (т/ч) в режиме работы с расходом упариваемой воды на 10% меньшим расхода охлаждающей воды

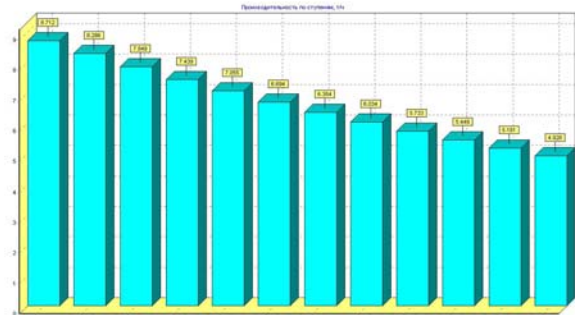


Рис. 7. Производительность ступеней испарения БИМВ (т/ч) в режиме работы с расходом упариваемой воды на 10% большим расхода охлаждающей воды

В случае превышения расхода основного конденсата на 10 % от расхода упариваемого раствора наблюдается рост производительности первых ступеней более чем на 30 % и такое же снижение производительностей последних ступеней (рис. 6). Снижение расхода основного конденсата на 10 % ведет к обратному явлению – производительность первых ступеней уменьшается, а последних растет приблизительно на 30% (рис. 7).

В том и другом случае ухудшаются условия работы сепарационных устройств в ступенях, где производительности резко возрастают. Рост скоростей пара ведет к росту капельного уноса и сниже-

Рис. 5. Производительность ступеней испарения БИМВ (т/ч) в режиме работы с равным расходом упариваемой воды и охлаждающего конденсата

нию качества дистиллята. Следует отметить, что наиболее опасным является возрастание производительностей последних ступеней, в которых давление ниже, чем в первых, а объемные расходы пара выше.

Скорости пара в сепарационных устройствах в последних ступенях примерно в 2,5-3 раза выше, чем в первых при одинаковых производительностях, так как удельные объемы пара в них равны  $v_{г1} = 2,5$ ,  $v_{г2} = 7,5$  м<sup>3</sup>/кг, соответственно. Конструкции сепарационных устройств одинаковы как для первых ступеней, так и для последних, поэтому повышение расхода охлаждающей воды на 10-15% не столь опасно, как его снижение на 5% от расчетного.

Исходя из изложенного, следует, что, безусловно, наиболее приемлемым решением является режим работы БИМВ с регулированием расхода основного конденсата и производительности насосов для поддержания равенства их значений при изменении нагрузки блока.

Возможно также использование в качестве БИМВ схем одноконтурной (рис. 8), и типовой двухкорпусной (двухконтурной) ИМВ с конечным конденсатором (рис. 9), охлаждающей водой для которых является основной конденсат после конденсатора турбины.

Результаты расчетов на ЭВМ показывают, что обеспечить заданную производительность

БИМВ можно при любых электрических нагрузках, так как потребность в охлаждающей воде конечного конденсатора ниже расхода основного конденсата (табл. 5, 6).

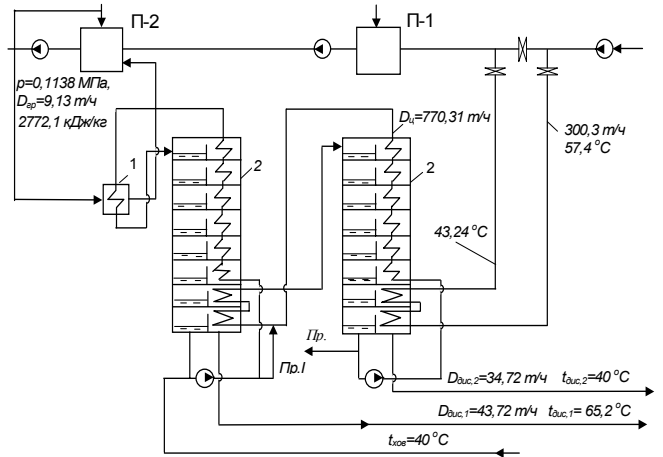


Рис 9. Схема включения двухконтурной БИМВ с конечным конденсатором

Рис 8. Схема включения:

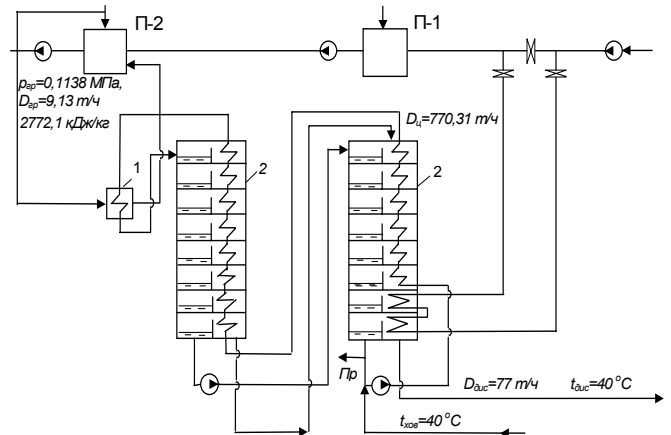


Таблица 5. Результаты расчета одноконтурной БИМВ с конечным конденсатором ( $F_{э.лод} = 400$  м<sup>2</sup>,  $F = 230$  м<sup>2</sup>,  $n = 18$ ,  $d_{лр} = 10$  %)

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход основного конденсата на ПНД-1, т/ч	1655,26	1541,1	1378,8	1054,8	546,2
Температура основного конденсата, °С					
на входе в конденсатор БИМВ	26,8	26	24,3	21,1	19,4
на выходе из него	42,75	43,04	43,48	43,8	43,75
Расход основного конденсата в конденсатор БИУМВ, т/ч	330,31	300,3	250,31	180,3	150,3
Температура дистиллята на выходе из БИМВ, °С	40	40	40	40	40
Производительность БИМВ, т/ч	<b>80,505</b>	<b>78,32</b>	<b>74,02</b>	<b>63,75</b>	<b>56,88</b>
Расход циркулирующей воды в БИУМВ, т/ч	770,31	770,31	770,31	770,31	770,31
Температура воды на выходе из головного подогревателя, °С	101,77	99,49	96,28	88,19	82,97
Температура охлаждающей воды на выходе из БИМВ, °С	94,4	92,9	90,02	82,84	80,98
Расход пара из VII-го отбора на БИМВ, т/ч	9,44	9,13	8,51	7,13	6,32
Удельный выход теплоты в конденсатор, кДж/кг	273,98	273,75	271,3	269,5	269,3

Таблица 6. Результаты расчета двухкорпусной (двухконтурной) БИМВ с концевым конденсатором ( $F_{a,лод}=400 \text{ м}^2$ ,  $F=230 \text{ м}^2$ ,  $n=18$ ,  $d_{np}=10 \%$ )

Наименование величин	Электрическая мощность, МВт/%				
	855,7/107	800/100	713/89	509,88/65	406/50
Расход основного конденсата на ПНД-1, т/ч	1655,26	1541,1	1378,8	1054,8	546,2
Температура основного конденсата, °С на входе в конденсатор БИМВ					
на выходе из него	26,8	26	24,3	21,1	19,4
Расход основного конденсата в конденсатор БИМВ, т/ч	41,2	41,7	42,3	43,1	43,2
Расход основного конденсата в конденсатор БИМВ, т/ч	310,3	310,3	260,31	180,3	150,3
Температура дистиллята на выходе из первого корпуса, °С	65,8	65,2	64,03	61,06	59,05
Температура дистиллята на выходе из второго корпуса, °С	40	40	40	40	40
Производительность первого корпуса, т/ч	45,04	43,72	41,19	34,90	30,89
Производительность второго корпуса, т/ч	35,92	34,97	33,44	29,03	26,23
Производительность БИМВ, т/ч	<b>80,96</b>	<b>78,69</b>	<b>74,63</b>	<b>63,93</b>	<b>57,13</b>
Расход циркулирующей воды в БИМВ, т/ч	770,31	770,31	770,31	770,31	770,31
Температура воды на выходе из головного подогревателя, °С	101,9	99,23	96,03	88	82,8
Температура охлаждающей воды на выходе из БИМВ, °С	92,43	91,04	88,37	81,5	77,19
Расход пара из VII-го отбора на БИМВ, т/ч	9,44	9,13	8,51	7,13	6,32
Удельный расход теплоты, кДж/кг	321,3	317,5	318,73	308	305,5
Удельный выход теплоты в конденсатор, кДж/кг	261,3	258,9	263,2	259,85	252,38

На рис. 10 приведены результаты расчетов по определению производительности четырех типов БИУ в зависимости от электрической нагрузки блока. Результаты расчетов позволяют сделать вывод о том, что наименее чувствительными к нагрузке блока являются БИМВ с концевым конденсатором, включенные по схеме с энергетической потерей.

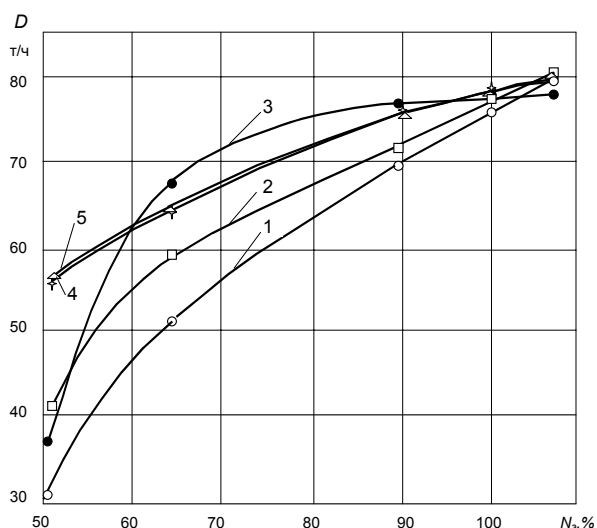


Рис. 10. Зависимость производительности блочных испарительных установок различного типа для блока 800 МВт от нагрузки: 1 – одноступенчатая БИУ (на V отборе, И-2000); 2 – двухступенчатая БИУ (на V отборе И-1000 +И1000); 3 – ИМВ (12 ступеней, на VII отборе, без энергетических потерь); 4 – одноконтурная ИМВ с концевым конденсатором (18 ступеней, на VII отборе, схема с энергетической потерей); 5 – двухконтурная ИМВ с концевым конденсатором (18 ступеней, на VII отборе, схема с энергетической потерей)

С точки зрения надежности получения требуемых количеств дистиллята, они наиболее предпочтительны, но проигрывают схемам включения БИУ и БИМВ без энергетических потерь.

#### Выводы

1. Разработана методика расчета, алгоритм и программный комплекс по расчету испарительных установок мгновенного вскипания башенного типа.
2. Проведено численное исследование производительности испарительных установок, включенных в систему регенерации паротурбинных установок, на примере блока 800 МВт, работающего в диапазоне нагрузок 100-50 %.
3. Показано, что наиболее надежное получение требуемой производительности по добавочной воде (более 2 % от паропроизводительности котла) обеспечивают испарительные установки башенного типа с концевым конденсатором, в котором охлаждающей водой является основной конденсат турбины.

#### Список литературы

1. **Стерман Л.С., Покровский В.Н.** Термические и химические методы обработки воды на ТЭС. – М.: Энергия, 1980.
2. **Мошкарин А.В., Бускунов Р.Ш.** Испарительные установки ТЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1994.
3. **Слесаренко В.Н.** Дистилляционные опреснительные установки. – М.: Энергия, 1981.
4. **Новые направления в технологии водоподготовки на ТЭС / А.В. Мошкарин, В.С.Петин, И.Ш.Фардиев и др. // Вестник ИГЭУ. – 2004. – № 2. – С. 6–10.**
5. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.** Теплопередача. – М.: Энергия, 1969.
6. **Мошкарин А.А., Мошкарин А.В.** Математическая модель, программный комплекс и результаты расчетного анализа работы испарительных установок мгновенного вскипания на ТЭС // Тр. ИГЭУ. Вып.6. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – С. 34–52.

