

# ИССЛЕДОВАНИЕ КПД ПАРОВОГО МОДУЛЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ С РАЗНЫМ КОЛИЧЕСТВОМ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

**Чи Нгуен, В.И. Белозеров**

*Обнинский институт атомной энергетики НИЯУ МИФИ  
249040, Калужская обл., г. Обнинск, Студгородок, 1*



Новейшие разработки компании Siemens в области парогазовых установок (ПГУ) [1, 2] позволяют использовать разные схемы систем подогревателей низкого давления (ПНД) для турбоустановки (ТУ), благодаря чему экономичность и надежность парового модуля ПГУ улучшаются. В настоящее время существует множество схем подогревателей, зависящих от типа ТУ. В работе исследуются ПГУ с турбинами ЛМЗк600-166. Расчеты выполнены для следующих схем подогревателей [3 – 8]:

- 0 – нет подогревателей;
- 1 – газовый подогреватель (ГП) + ПНД1;
- 2 – ГП + ПНД1 + ПНД2;
- 3 – ГП + ПНД1 + ПНД2 + деаэрактор;
- 4 – ГП + деаэрактор.

Технические параметры подогревателей низкого давления выбраны согласно рекомендациям для турбин ЛМЗк600-166. Технические параметры газового подогревателя рассматриваются на основании входных параметров ПНД1 (схемы 1 – 3) или деаэратора (схема 4), деаэратора – на основании параметров котла-утилизатора (парогенератора).

Результаты расчетов показали, что при неиспользовании подогревателей КПД ТУ равно 36,6%. По мере увеличения числа подогревателей КПД ТУ растет, благодаря чему КПД ПГУ в целом возрастает. Но в случае нагрева питательной воды до максимально возможной, как в схеме 3, из-за потери тепла отработавшего газа в атмосферу, которую не смогла скомпенсировать система подогревателей, КПД ТУ сильно падает. А в схеме 4, когда ГП выполняет роль ПНД1, 2 и 3, с помощью тепла отработавшего газа, которое было бы сброшено в атмосферу в схеме 3, КПД ТУ достигает наивысшего значения (37,3%). Важно отметить, что в рассматриваемой версии ПГУ в настоящее время не использовалась система подогревателей для ее парового контура из-за ограничения технических параметров газового контура и котла-утилизатора. По сравнению с самой эффективной в мире ПГУ на данный момент расчетный КПД-нетто ПГУ с применением системы подогревателей для ее паровой установки выше на 1,6% (63,8% относительно 62,2%).

**Ключевые слова:** Siemens SGT-9000HL, КПД ПГУ, паровой модуль, газовый подогреватель (ГП), турбоустановка (ТУ), подогреватель низкого давления (ПНД), барабан-сепаратор высокого давления (БСВД), барабан-сепаратор среднего давления (БССД), барабан-сепаратор низкого давления (БСНД), цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД), цилиндр низкого давления (ЦНД), питательная вода (ПВ), питательный насос (ПН), деаэрактор (Д), конденсатный тракт (КТ).

© Чи Нгуен, В.И. Белозеров, 2019

## ВВЕДЕНИЕ

Сооружение газовых комбинированных блоков (ПГУ) является одной из основных тенденций развития мировой теплоэнергетики. Самая мощная ПГУ в мире в настоящий момент уже достигла 605 МВт с КПД 62,2% (ПГУ Bouchaïn, Франция [9]). К сожалению, систему подогревателей для парового модуля ПГУ не применяли из-за относительно малой мощности парового модуля, связанного с ограничением его технических параметров с котлом-утилизатором. Но последние разработки компании Siemens (Германия) в области газовой установки открывают возможность использования системы подогревателей для парового модуля [1, 2], благодаря чему КПД парового модуля может достичь 37,3% и вызвать рост общего КПД ПГУ. По предварительному расчету КПД ПГУ с двумя газовыми модулями (567 МВт каждый) и с одним паровым (600 МВт) составит 63,8%.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматривается одна из перспективных парогазовых установок, состоящая из газового модуля мощностью 1134 МВт (модуль включает в себя две газовые турбины SGT-9000HL по 567 МВт каждая) и парового модуля, в состав которого входят турбина ЛМЗк600-166 (модификация турбины ЛМЗк500-166, теплофизические параметры идентичны параметрам ЛМЗк500-166), котел-утилизатор «Siemens Standard MPA SP3» [10] и система подогревателей с деаэратором (схема 3) [1, 2, 11 – 14] (рис. 1).

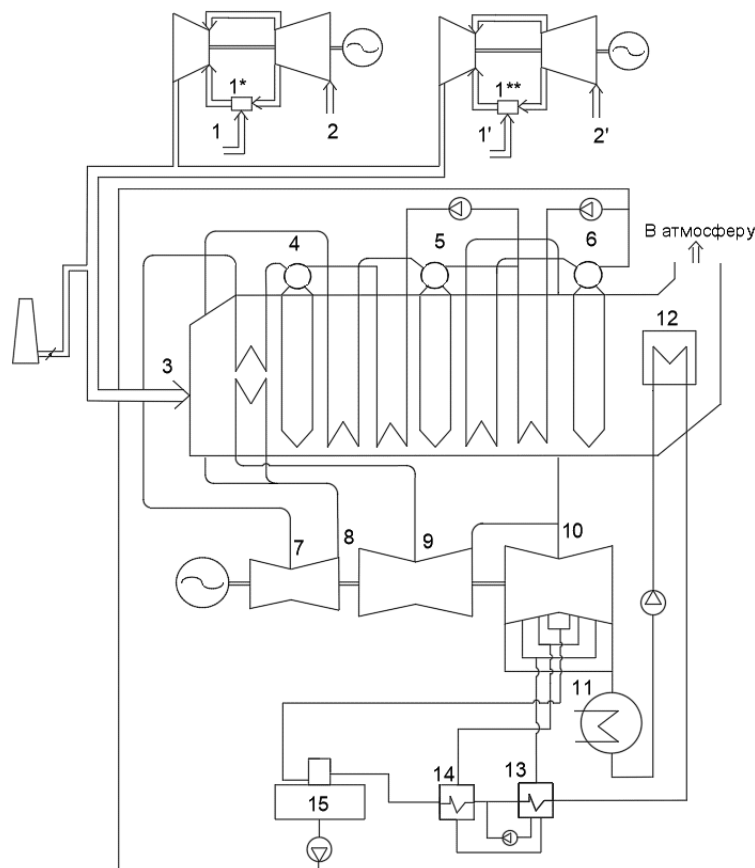


Рис. 1. Тепловая схема ПГУ (три подогревателя и деаэратор)

Топливо 1, 1' из газопроводов или топливного бака поступает в камеры сгорания 1\*, 1\*\* вместе с воздухом 2, 2'. После совершения работы в газовых турбинах поток отра-

ботавшего газа 3 идет в котел-утилизатор, где передает тепловую энергию питательной воде и ГП 12, а затем уходит в атмосферу. Питательная вода нагревается в котле-утилизаторе, превращается в сухой насыщенный пар в барабанах-сепараторах высокого (БСВД) 4, среднего (БССД) 5 и низкого (БСНД) 6 давления. Далее пар поступает в перегревательную часть котла-утилизатора. Пар от БСВД 4 идет в цилиндр высокого давления (ЦВД) 7, затем пар 8 поступает снова в котел-утилизатор, по пути он объединяется с паром от 5 и вместе они поступают в котел-утилизатор. Здесь пар перегревается до 535°C и идет в цилиндр среднего давления (ЦСД). После прохождения ЦСД пар объединяется с паром от 6 и далее суммарный паровой поток 10 поступает в цилиндр низкого давления (ЦНД). После ЦНД пар охлаждается в конденсаторе К, где конденсируется и превращается в конденсат. Он проходит через ГП 12, ПНД1 13, ПНД2 14 и деаэрактор 15. После деаэратора конденсат превращается в питательную воду (ПВ), постепенно нагревается до 103°C и идет в котел-утилизатор.

Значения расходов  $D_4 - D_{11}$  неизвестны, поскольку они зависят от числа подогревателей, подключенных к схеме. Проведенные исследования зависимости КПД ТУ от количества подогревателей при соблюдении условий работы котла-утилизатора показали, что температура питательной воды, поступающей в котел, не может быть больше 105°C, в противном случае будет нарушаться тепловой режим работы БСНД и КПД котла-утилизатора будет уменьшаться из-за низкого значения располагаемого теплоперепада  $\Delta h = GC_p \Delta t$  [14 – 16]. Из этих соображений выбираются подогреватели и деаэрактор в соответствии с данными, приведенными в табл. 1 [17 – 19].

Таблица 1

**Теплофизические параметры потоков и оборудования [5–7, 14–16]**

№	Потоки и оборудование	Температура, °С	Давление, МПа	Расход, кг/с
1	Топливо (газ)	220	–	$D_1 = 27,91$
2	Воздух	32	0,103	$D_2 = 2027,2$
3	Отработавший газ	680	0,105	$D_3 = 2054,4$
4	БСВД	350,35	16,6	$D_4$
5	БССД	246,25	3,73	$D_5$
6	БСНД	147,91	0,5	$D_6$
7	Пар в ЦВД	535	16,6	$D_7 = D_4$
8	Пар от ЦВД	346	4,1	$D_8 = D_4$
9	Пар в ЦСД	530	3,73	$D_9 = D_5 + D_4$
10	Пар в ЦНД	321	0,5	$D_{10}$
11	Конденсатор	36,1	0,00598	$D_{11}$

Выбор параметров подогревателей ПНД1 и ПНД2 (табл.2) взят из документации ТУ ЛМЗк500-166 [15]. Использование ПСД и ПВД невозможно, так как температура питательной воды ограничена значением 105°C. Если применить ПСД и ПВД, то течение пара с высокой температурой в трубном пространстве и низкой температурой в межтрубном пространстве может вызвать большое напряжение на стенках трубок подогревателя, приводящее к их деформации. К сожалению, использование подогревателей смешивающего типа не допускается по технологическим регламентам ЛМЗк500-166 [11, 15]. Для ГП (см. табл.2) значения  $T_{вх\_гп}$  (температура газа при входе в газовой подогреватель),  $h_{вх}$  (удельная энтальпия газа на входе в газовой подогреватель),  $T_{вых\_гп}$  (температура газа на выходе из газового подогревателя) будут определены после получения расчетных значений параметров ПВ в котле-утилизаторе, так как ГП предназначен для подо-

грева температуры ПВ до входной температуры ПНД1. При этом  $T_{вх\_гп}$  должна быть больше температуры ПВ, поступающей в котел-утилизатор  $T_{пв\_в\_котел}$  (температура питательной воды на входе в котел), и  $T_{вых\_гп}$  не должна быть меньше  $68^{\circ}\text{C}$  согласно условиям работы фильтра очистки газа из котла-утилизатора.

Таблица 2

**Теплофизические параметры потоков и оборудования [1 – 11, табл. 1]**

Параметр	Элемент схемы				
	Деаэратор	ПНД2	ПНД1	Газовый подогреватель	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	0,31	0,12	0,02	0,1	–
Энтальпия пара, кДж/кг	2916,68	2759,08	2666,53	$h_{вх}$	–
Температура пара, $^{\circ}\text{C}$	225	142	90	$T_{вх\_гп}$	–
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	419,78	360,19	255,34	$h_{вых}$	–
Температура конденсата, $^{\circ}\text{C}$	100,16	86	61	$T_{вых\_гп}$	–
Давление в подогревателе, МПа	0,102	0,11	0,02	0,1	0,006
Энтальпия воды на входе, кДж/кг	347,66	242,94	188,6	151,24	–
Температура воды на входе, $^{\circ}\text{C}$	83	58	45	36,1	–
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	419,78	347,66	242,94	188,6	151,24
Температура воды на выходе, $^{\circ}\text{C}$	100,16	83	58	45	36,099

Выбор параметров деаэратора (см. табл.2) ограничен значением  $105^{\circ}\text{C}$  с учетом увеличения температуры за счет работы ПН. ГП подогревает температуры ПВ до входной температуры ПНД1, равной  $45^{\circ}\text{C}$ .

Исследуем схему подогревателей с газовым подогревателем, двумя ПНД и деаэратором [3 – 8, 16, 17] (рис. 2).

Запишем уравнения теплового баланса для ПНД1:

$$D_k(h_{вых}^{пнд1} - h_{вх}^{пнд1}) = [D_{гр.п}^{пнд1}(h_{гр.п}^{пнд1} - h_{др}^{пнд1}) + D_{др}^{пнд2}(h_{др}^{пнд2} - h_{др}^{пнд1})]\eta_{ос}; \quad (1)$$

$$D_{гр.п}^{пнд1} + D_{др}^{пнд2} = D_{др}^{пнд1}, \quad (2)$$

где  $D_k$  – расход ПВ от конденсатора;  $h_{вх}^{пнд1}$  – энтальпия ПВ на входе ПНД1;  $h_{вых}^{пнд1}$  – энтальпия ПВ на выходе ПНД1;  $h_{гр.п}^{пнд1}$  – энтальпия греющего пара от ЦНД в ПНД1;  $h_{др}^{пнд1}$  – энтальпия дренажа греющего пара от ПНД1;  $D_{гр.п}^{пнд1}$  – расход греющего пара от ЦНД в ПНД1;  $D_{др}^{пнд1}$  – расход дренажа греющего пара от ПНД1. Аналогичные обозначения приняты для ПНД2.

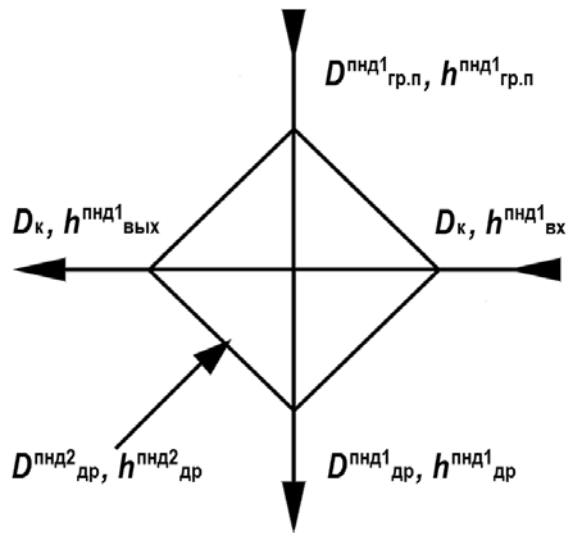


Рис. 2. Расчетная схема ПНД1

В расчетах коэффициент тепловых потерь  $\eta_{ос}$  для подогревателей ПНД принимался равным 0,99 [11].

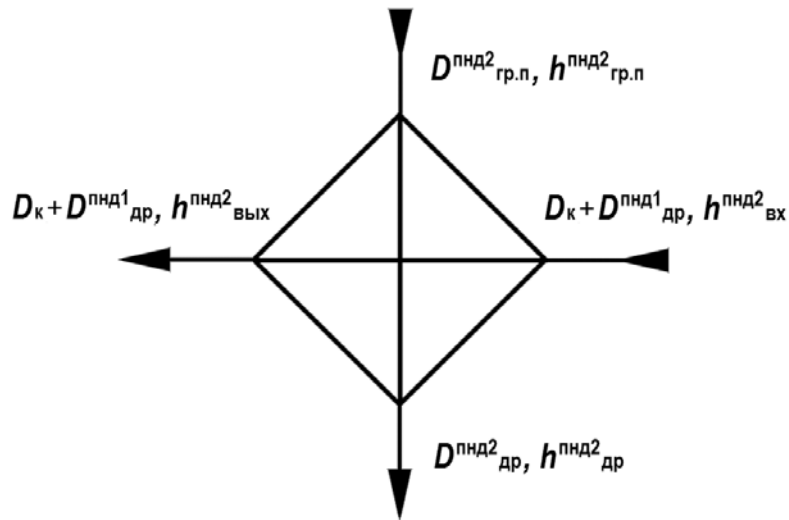


Рис. 3. Расчетная схема ПНД2

Уравнения теплового баланса для ПНД2:

$$(D_к + D^пнд1_др) (h^пнд2_вых - h^пнд2_вх) = D^пнд2_гр.п (h^пнд2_гр.п - h^пнд2_др) \eta_{ос}; \quad (3)$$

$$D^пнд2_гр.п = D^пнд2_др. \quad (4)$$

Уравнения баланса для деаэратора (Д):

$$D_{кт} = D_к + D^пнд1_др + D^пнд2_др; \quad (5)$$

$$D_{кт} (h^{кт}_{вых} - h^{кт}_{вх}) = D_{вып} (h_{вд} - h_{двд}); \quad (6)$$

$$(D_{кт} h^{кт}_{вх} + D^а_{гр.п} h^а_{гр.п}) \eta_{ос} = D_{пв} h_{двд}; \quad (7)$$

где  $D_{кт}$  – расход конденсатного тракта, являющийся суммой расходов от конденсатора, дренажа греющего пара от ПНД1 и ПНД2. Этот расход, имеющий  $h_{кт\text{ вх}}$  (энтальпию конденсатного тракта при входе в теплообменник), поступает в теплообменник, где получает тепло от  $D_{вд}$  (расхода выпара от Д), и при выходе от теплообменника имеет энтальпию конденсатного тракта при выходе от теплообменника  $h_{кт\text{ вых}}$ .

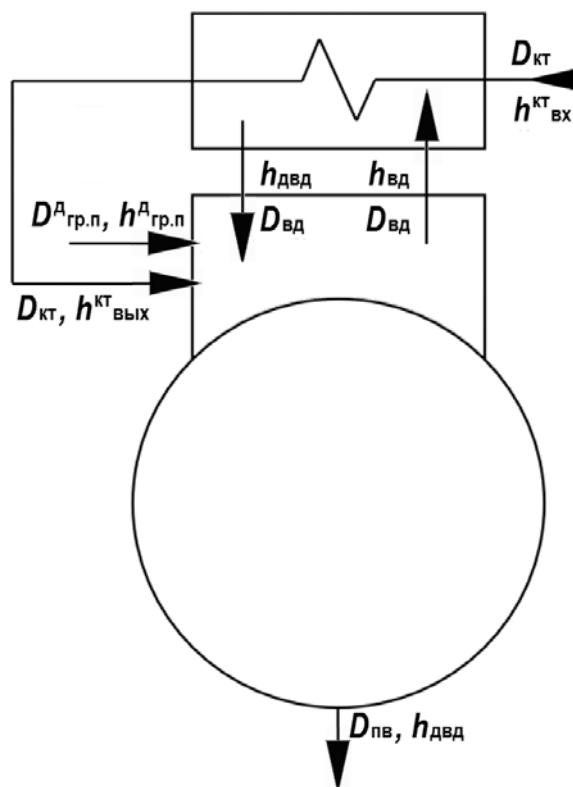


Рис. 4. Расчетная схема деаэратора

Обозначим начальную энтальпию выпара из деаэратора через  $h_{вд}$ . После передачи тепла потоку  $D_{кт}$  выпар конденсируется, превращается в воду с энтальпией дренажа выпара деаэратора  $h_{двд}$  и возвращается обратно в деаэратор. Несконденсированные газы удаляются через систему вентиляции. Деаэратор получает рабочий пар от ЦНД, который имеет  $D^A_{гр.п}$  – расход и  $h^A_{гр.п}$  – энтальпию греющего пара низкого давления. После подогрева и деаэрации ПВ выходит из деаэратора с расходом ПВ  $D_{пв}$  и энтальпией  $h_{двд}$  [11, 12].

#### Уравнение энергетического баланса для турбины

Запишем уравнения энергетического баланса для всех отсеков турбины ЛМЗк550-166:

$$D_4(h_4 - h_5) = N_1;$$

$$(D_4 + D_5)(h'_5 - h_6) = N_2;$$

$$(D_4 + D_5 + D_6)(h_6 - h^A_{гр.п}) = N_3;$$

$$(D_4 + D_5 + D_6 - D^A_{гр.п})(h^A_{гр.п} - h^{пнд2}_{гр.п}) = N_4;$$

$$(D_4 + D_5 + D_6 - D^A_{гр.п} - D^{пнд2}_{гр.п})(h^{пнд2}_{гр.п} - h^{пнд1}_{гр.п}) = N_5;$$

$$(D_4 + D_5 + D_6 - D^A_{гр.п} - D^{пнд2}_{гр.п} - D^{пнд1}_{гр.п})(h^{пнд1}_{гр.п} - h_k) = N_6,$$

где  $D_4, D_5, D_6$  – расходы пара от БСВД, БССД, БСНД соответственно;  $h_4, h_5, h'_5, h_6, h_k$  –

энтальпии пара на входе в ЦВД, на выходе из ЦВД, на входе в ЦСД, на входе в ЦНД и на входе в конденсатор соответственно;  $N_1$  – мощность ЦВД;  $N_2$  – мощность ЦСД;  $N_3$  – мощность отсечки ЦНД от первой ступени до отбираемой (с которой производится отбор пара для деаэратора);  $N_4$  – мощность отсечки ЦНД от первой до второй отбираемой ступени (с которой производится отбор пара для ПНД2);  $N_5$  – мощность отсечки ЦНД от второй до третьей отбираемой ступени (с которой производится отбора пар для ПНД1);  $N_6$  – мощность отсечки ЦНД от третьей отбираемой ступени до последней ступени ЦНД [4, 8, 20].

$$D_4(h_4 - h_5 + h'_5 - h_k) + D_5(h'_5 - h_k) + D_6(h_6 - h_k) - D_{гр.п}^A(h_{гр.п}^A - h_k) - D_{гр.п}^{пнд2}(h_{гр.п}^{пнд2} - h_k) - D_{гр.п}^{пнд1}(h_{гр.п}^{пнд1} - h_k) = N_{э}, \text{ МВт}; \quad (8)$$

$$D_4 + D_5 + D_6 = D_{пв}; \quad (9)$$

$$D_4 + D_5 + D_6 = D_{гр.п}^A + D_{кт}; \quad (10)$$

$$D_4 = 5,6D_5; \quad (11)$$

$$D_4 = 7,3D_6. \quad (12)$$

Соотношения между  $D_4, D_5, D_6$  берутся из справочника для котла-утилизатора «Siemens Standard MPA SP3» [3].

В предположении, что исходное значение  $N_3$  составляет 600 МВт, решалась система уравнений (1) – (12). В результате получены значения расходов  $D_{пв}$ , по которым найдены значения  $T_{вх\_гп}, h_{вх}, T_{вых\_гп}$  и  $h_{вых}$ . Если величины  $T_{вх\_гп} < T_{пв\_в\_котел}$  или  $T_{вых\_гп} < 68^\circ\text{C}$ , то значение  $N_3$  снижается на 1 МВт и вновь итерационно выполняется решение системы. Таким образом найдена величина  $N_3 = 557$  МВт при значениях  $D_{пв} = 401,39$  кг/с,  $T_{вх\_гп} = 103,81^\circ\text{C}$ ,  $h_{вх} = 118,24$  кДж/кг,  $T_{вых\_гп} = 97,43^\circ\text{C}$ ,  $h_{вых} = 110,97$  кДж/кг.

Результаты решения системы уравнений (1) – (12) представлены в табл. 3.

Таблица 3

**Решение системы 12-ти уравнений**

	кг/с		кг/с		кг/с
$D_4$	305,09	$D_{пнд1\_гр.п}$	7,24	$D_{кт}$	389,47
$D_5$	54,47	$D_{пнд1\_др}$	23,68	$D_{вып}$	6,23
$D_6$	41,84	$D_{пнд2\_гр.п}$	16,45	$D_{гр.п}^A$	11,93
$D_x$	349,34	$D_{пнд2\_др}$	16,45	$D_{пв}$	401,4

Определим КПД ТУ:

$$N_{э\_ТУ} / N_{Тепло\_котел} = N_{э\_ТУ} / [2 \cdot N_{э\_гу} / \eta_{гу} \cdot (100 - \eta_{гу})] = 557 / [2 \cdot 567 / 42,6 \cdot (100 - 42,6)] = 36,5\%$$

где  $N_{э\_ТУ}$  – электрическая мощность ТУ;  $N_{Тепло\_котел}$  – тепловая мощность котла-утилизатора;  $N_{э\_гу}$  – электрическая мощность газовой установки;  $\eta_{гу}$  – электрический КПД газовой установки.

Аналогичным образом были проведены расчеты и для остальных схем подогревателей. При неиспользовании подогревателей результаты расчета КПД ТУ дают 36,6%, а по мере увеличения числа подогревателей КПД ТУ растет, благодаря чему КПД ПГУ в целом возрастает. Результаты исследований схемы подогревателей представлены в табл. 4.

Таблица 4

**Зависимость КПД ТУ и ПГУ от схемы подогревателей**

Схема подогревателей	0	1 (ГП + ПНД1)	2 (ГП + ПНД1 + ПНД2)	3 (ГП + ПНД1 + ПНД2 + Д)	4 (ГП + Д)
Мощность ТУ (МВт)	560	567	568	557	570
КПД ТУ, %	36,6	37,1	37,2	36,5	37,3
КПД ПГУ брутто, %	63,6	63,9	63,9	63,5	64
КПД ПГУ нетто, %	63,5	63,7	63,7	63,3	63,8

**ВЫВОДЫ**

Результаты расчетов показали, что при применении системы подогревателей, а именно схемы 4 (ГП + Д), КПД ТУ увеличивается на 0,7% даже с ограничением входной температуры котла-утилизатора 105°C. Вследствие этого КПД ПГУ возрастает на 0,3%. Кроме выигрыша в повышении КПД, отбор пара удаляет часть влаги из проточных частей ЦНД, что увеличивает надежность и экономичность ТУ. Деаэратор в схемах 3 и 4 работает более эффективно, чем встроенный деаэратор, установленный на барабане-сепараторе низкого давления в схемах 1 и 2, значит качество пара улучшается и увеличивается надежность ТУ. При неиспользовании подогревателей результаты расчета КПД ТУ дают 36,6%, по мере увеличения числа подогревателей КПД ТУ растет, благодаря чему КПД ПГУ в целом возрастает. Но в случае нагрева ПВ до максимально возможной (100,16°C), как в схеме 3, из-за потери тепла отработавшего газа в атмосферу, которую не смогла компенсировать система подогревателей, сильно падает КПД ТУ. А в схеме 4, когда ГП выполняет роль ПНД1, 2 и 3, с помощью тепла отработавшего газа, которое было бы сброшено в атмосферу в схеме 3, КПД ТУ достигает наивысшего значения.

**Литература**

1. Siemens HL class – The next generation of Siemens advanced air-cooled gas turbines. – Siemens Corporation, 2018. – 2 р. Электронный ресурс: <https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/siemens/company/fairs-events/regions/russia/rew2018/documents/ru-en-hl-class-factsheet.pdf> (дата доступа 17.09.2018).
2. Siemens gas turbine portfolio. / Siemens Corporation. – 2018. – 24 р. Электронный ресурс: <https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/mam/tag-siemens-com/smdb/power-and-gas/Gas%20Turbines/heavy-duty-gas-turbine/technical-paper-and-brochures/brochures/gas-turbines-siemens-int.pdf> (дата доступа 17.09.2018).
3. Volpi G., Penati M., Silva G. Heat Recovery Steam Generators for large combined cycle plants (250 MWe GT output): experiences with different design options and promising improvements by once-through technology development. / ANSALDO CALDAIE S.p.A. Presented at Power Gen Europe 2005, Milan, 28-30 June 2005. 16 p.
4. Коротких А.Г. Системы регенерации тепла ЭС. – Томск: ТПУ, 2006 – 33 с. Электронный ресурс: [http://portal.tpu.ru:7777/shared/k/korotkikh/educational\\_work/Tab/m3.pdf](http://portal.tpu.ru:7777/shared/k/korotkikh/educational_work/Tab/m3.pdf) (дата доступа 17.09.2018).
5. Heat Balance List, OMON Thermal Power Plant. / POWER GENERATION CORPORATION 3, EVN. – Hanoi, 2018. – 10 p.
6. Кириллов П.Л., Богословская Г.П. Тепломассообмен в ядерных энергетических установках. – М.: Энерготомиздат, 2000. – 425 с.
7. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Наука, 1979. – 445 с.
8. Ganapathy F. Heat-Recovery Steam Generators: Understand the Basics. – ABCO Industries, 1996. – 14 p.
9. Powering a New Record at Edf 9ha.01 Sets Efficiency World Record. – GE Energy



Infrastructure Co. Ltd. / General Electric Company. – Boston, 2016. – 8 p. Электронный ресурс: [https://www.ge.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/product/gas%20turbines/White%20Paper/gea32885-bouchain-whitepaper-final-aug-2016.pdf/](https://www.ge.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/product/gas%20turbines/White%20Paper/gea32885-bouchain-whitepaper-final-aug-2016.pdf/) (дата доступа 17.09.2018).

10. Белозёров В.И., Чусов И.А. Сборник задач по курсу «Техническая термодинамика». Учебное пособие. – Обнинск: ИАТЭ, 1998. – 76 с.

11. Паровые турбины. – Санкт-Петербург, ОАО «Силовые Машины», 2018. – С. 50-68.

12. Слободчук В.И., Шелегов А.С., Лескин С.Т. Основные системы энергоблоков АЭС. Учебное пособие. – Обнинск: ИАТЭ, 2010. – С. 142-214.

13. Слободчук В.И. Пример выполнения курсового проекта по курсу «Атомные электрические станции». Учебное пособие. – Обнинск: ИАТЭ НИЯУ МИФИ. – 2015. – 50 с.

14. Новосельский О.Ю., Сафонов В.К., Шинов А.В. Сепараторы пара РБМК. – М.: ГУП НИКИ-ЭТ, 2005. – С. 114-120.

15. Паротурбинная установка К-500-166 мощностью 500 МВт. – Санкт-Петербург, ОАО «Силовые Машины», 2018. – 9 с.

16. Holmgren Magnus. IAPWS IF97 Excel Steam Tables. Электронный ресурс: <http://www.x-eng.com/> (дата доступа 17.09.2018).

17. Thermodynamic tables add in. The Excel in Mechanical Engineering Research Team. Электронный ресурс: <https://www.me.ua.edu/ExcelinME/> (дата доступа 17.09.2018).

18. Study on Gas-Fired Combined Cycle Power Plant Project in Malaysia. – Tokyo Electric Power Services Co. Ltd., 2016. – 232 p.

19. Варгавтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 721 с.

20. Heat Recovery Steam Generators. – Victory Energy Co. Ltd., 2017. – 4 с. Электронный ресурс: [http://dev.victoryenergy.creativestate.com/pdf/VEO\\_HRSG\\_BRO\\_WEB.pdf/](http://dev.victoryenergy.creativestate.com/pdf/VEO_HRSG_BRO_WEB.pdf/) (дата доступа 17.09.2018).

Поступила в редакцию 20.09.2018 г.

#### Авторы

Нгуен Чи, аспирант

E-mail: [nguyen.tri@yandex.ru](mailto:nguyen.tri@yandex.ru)

Белозеров Владимир Иванович, доцент, канд. техн. наук,

E-mail: [V.I.Belozarov@iate.obninsk.ru](mailto:V.I.Belozarov@iate.obninsk.ru)

UDC 621.16:621.311.25

## **A STUDY ON THE EFFICIENCY OF THE STEAM MODULE OF A HIGH POWER COMBINED-CYCLE PLANT WITH A DIFFERENT NUMBER OF HEATERS**

Nguyen Tri, Belozarov V.I.

Obninsk Institute for Nuclear Power Engineering, NRNU MEPHI

1 Stugorodok, Obninsk, Kaluga reg., 249040 Russia

#### ABSTRACT

The newest developments of the Siemens Company in the area of combined cycle plants (CCP) [1, 2] make it possible to use different schemes of low pressure heater (LPH) systems for turbine plants (TP), due to which the economy and reliability of the steam module of CCPs are improved. Currently, there are various heater schemes that depend on the type of turbine plant. Our study considered CCPs with LMZk600-166 turbines (OJSC Power Machines). Calculations were made for the following heater

schemes [3–8]:

- Scheme 0: no heaters;
- Scheme 1: gas heater (GH) + low-pressure heater 1 (LPH1);
- Scheme 2: GH + LPH1 + LPH2;
- Scheme 3: GH + LPH1 + LPH2 + deaerator;
- Scheme 4: GH + deaerator.

The technical parameters of the low pressure heaters were selected according to the recommendations for the LMZk600-166 turbines. The technical parameters of the gas heater are considered on the basis of the input parameters of the LPH1 (Schemes 1 – 3) or the deaerator (Scheme 4); the technical parameters of the deaerator are based on the parameters of the heat recovery steam generator.

The calculation results showed that when the heaters are not used, the efficiency of the turbine plant is 36.6%. As the number of the heaters increases, the efficiency of the turbine plant grows, thereby increasing the total efficiency of the CCP. But if the feed water is heated to the maximum possible temperature (as in Scheme 3), the heater system could not compensate the heat loss of the exhaust gas and the efficiency of the turbine plant drops sharply. But in Scheme 4, when the GH performs the role of LPH1, 2 and 3, using the heat of the exhaust gas, which would be released into the atmosphere in Scheme 3, the efficiency of the turbine plant reaches the highest value (37.3%). It is important to note that in other world's CCP versions, the heater system is not currently used for its steam plant due to the limitation of the technical parameters of the gas circuit and the heat recovery steam generator. Compared with the most efficient CCP in the world at the moment, the calculated net efficiency of CCPs using a heater system of Scheme 4 for its steam turbine is higher by 1.6% (63.8% versus 62.2%).

**Key words:** Siemens SGT-9000HL, CCP efficiency, steam module, gas heater (GH), turbine plant (TP), low-pressure heater (LPH), high pressure drum-separator (HPDS), medium pressure drum-separator (MPDS), low pressure drum-separator (LPDS), high pressure cylinder (HPC), medium pressure cylinder (MPC), low pressure cylinder (LPC), feed water (FW), feedwater pump (FWP), deaerator (D), condensate path (CP).

#### REFERENCES

1. Siemens HL class – The next generation of Siemens advanced air-cooled gas turbines. Siemens Corporation, 2018. 2 p. Available at: <https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/siemens/company/fairs-events/regions/russia/rew2018/documents/ru-en-hl-class-factsheet.pdf/> (accessed Sep 17, 2018).
2. Siemens gas turbine portfolio. Siemens Corporation, 2018, 24 p. Available at: <https://www.siemens.com/content/dam/webassetpool/mam/tag-siemens-com/smdb/power-and-gas/Gas%20Turbines/heavy-duty-gas-turbine/technical-paper-and-brochures/brochures/gas-turbines-siemens-int.pdf/> (accessed Sep 17, 2018).
3. Volpi G., Penati M., Silva G. *Heat Recovery Steam Generators for large combined cycle plants (250 MWe GT output): experiences with different design options and promising improvements by once-through technology development*. ANSALDO CALDAIE S.p.A. Presented at Power Gen Europe 2005, Milan, 28-30 June 2005. 16 p.
4. Korotkikh A.G. Heat recovery systems of power plants. Tomsk. TPU Publ., 2006 – 33 p. Available at: [http://portal.tpu.ru:7777/shared/k/korotkikh/educational\\_work/Tab/m3.pdf/](http://portal.tpu.ru:7777/shared/k/korotkikh/educational_work/Tab/m3.pdf/) (accessed Sep 17, 2018) (in Russian).
5. *Heat Balance List, OMON Thermal Power Plant*. POWER GENERATION CORPORATION 3, EVN. Hanoi, 2018. – 10 p.
6. Kirillov P.L., Bogoslovskaya G.P. *Heat and Mass Transfer in Nuclear Power Facilities*. Moscow. Energoatomizdat Publ., 2000, 425 p. (in Russian).
7. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheindlin A.E. *Technical Thermodynamics*. Moscow. Nauka

Publ., 1979, 445 p. (in Russian).

8. Ganapathy V. *Heat-Recovery Steam Generators: Understand the Basics*. ABCO Industries Publ., 1996, 14 p.

9. *Powering a new record at edf 9ha.01 sets efficiency world record*. GE Energy Infrastructure Co. Ltd. General Electric Company. Boston, 2016. – 8 p. Available at: [https://www.ge.com/content/dam/gepowerpgdp/global/en\\_US/documents/product/gas%20turbines/White%20Paper/gea32885-bouchain-whitepaper-final-aug-2016.pdf/](https://www.ge.com/content/dam/gepowerpgdp/global/en_US/documents/product/gas%20turbines/White%20Paper/gea32885-bouchain-whitepaper-final-aug-2016.pdf/) (accessed Sep 17, 2018).

10. Belozеров V.I., Chusov I.A. *Collection of Tasks for the Course «Technical thermodynamics»*. Tutorial. Obninsk. IATE Publ., 1998, 76 p. (in Russian).

11. *Steam Turbines*. Saint Petersburg. OJSC «Silovye Mashiny» Publ., 2018, pp. 50-68 (in Russian).

12. Slobodchuk V.I., Shelegov A.S., Leskin S.T. *Basic Systems of Power Units of Nuclear Power Plants*. Tutorial. Obninsk. IATE Publ., 2010, pp. 142-214 (in Russian).

13. Slobochuk V.I. *An Example of the Execution of a Course Project on the Course «Nuclear Power Plants»*. Obninsk. IATE NIYaU MIFI Publ., 2015, 50 p. (in Russian).

14. Novosel'sky O.Yu., Safonov V.K., Shinov A.V. *Steam Separators of RBMK*. Moscow. GUP NIKIET Publ., 2005, pp. 114-120 (in Russian).

15. Steam turbine facility K-500-166 with the power of 500 MW. Saint Petersburg. OJSC «Silovye Mashiny» Publ., 2018. 9 p. (in Russian).

16. Holmgren Magnus. IAPWS IF97 Excel Steam Tables. Available at: <http://www.x-eng.com/> (accessed Sep 17, 2018).

17. *Thermodynamic Tables Add-in*. The Excel in Mechanical Engineering Research Team. Available at: <https://www.me.ua.edu/ExcelinME/> (accessed Sep 17, 2018).

18. *Study on Gas-Fired Combined Cycle Power Plant Project in Malaysia*. Tokyo. Electric Power Services Co. Ltd. Publ., 2016, 232 p.

19. Vargavtik N.B. *Handbook of Thermophysical Properties of Gases and Liquids*. Moscow. Nauka Publ., 1972, 721 p. (in Russian).

20. *Heat Recovery Steam Generators*. Victory Energy Co. Ltd. Publ., 2017, 4 p. Available at: [http://dev.victoryenergy.creativestate.com/pdf/VEO\\_HRSG\\_BRO\\_WEB.pdf/](http://dev.victoryenergy.creativestate.com/pdf/VEO_HRSG_BRO_WEB.pdf/) (accessed Sep 17, 2018).

### Authors

Nguyen Tri, PhD Student

E-mail: [nguyen.tri@yandex.ru](mailto:nguyen.tri@yandex.ru)

Belozеров Vladimir Ivanovich, Assistant Professor, Cand. Sci. (Engineering)

E-mail: [V.I.Belozеров@iate.obninsk.ru](mailto:V.I.Belozеров@iate.obninsk.ru)