

УДК 620.424.1

Оценка эффективности впрыска воды между частями воздушного компрессора для ГТУ и ПГУ*

А.М. Клер, Ю.Б. Захаров, Ю.М. Потанина

Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, Иркутск

E-mail: contain@mail.ru, kler@isem.irk.ru

Объектом исследования являются парогазовые и газотурбинные установки с впрыском и без впрыска воды в межотсечное пространство воздушного компрессора. Целью настоящей работы являются технико-экономические оптимизационные исследования данных установок с впрыском воды между частями воздушного компрессора. В программной среде ПК «Система машинного построения программ» построены математические модели обеих установок. Проведены оптимизационные расчеты по критериям минимума удельных капиталовложений и максимума КПД для всех схем построенных установок. Определены оптимальные зависимости удельных капиталовложений в установки от их КПД. Сделаны выводы об эффективности впрыска для газотурбинной и парогазовой установок. Для газотурбинной установки экономическая эффективность впрыска существует для любых значений КПД установок по сравнению с установками без впрыска, а для парогазовой установки эффективность впрыска характерна лишь для определенного диапазона КПД установок.

Ключевые слова: комплексная оптимизация, циклы ГТУ и ПГУ, проточная часть газовой турбины, впрыск воды в компрессор, экономическая и энергетическая эффективность.

Введение

В газотурбинных установках значительная доля энергии газовой турбины затрачивается на привод воздушного компрессора. Сокращение этой доли ведет к сокращению приходящихся на единицу полезной мощности газотурбинной установки (ГТУ) мощности газовой турбины, затрачиваемой на привод компрессора, и мощности самого компрессора, что обеспечивает снижение удельных капиталовложений в установку. Одним из основных способов уменьшения мощности, затрачиваемой на сжатие воздуха, является впрыск воды между ступенями или частями (группами ступеней) воздушного компрессора. Исследованию энергоэффективности этого способа снижения мощности компрессора посвящено достаточно большое количество работ [1–5] и др. В них приводится численная оценка снижения работы сжатия, а в работах [6–8] дается оценка снижения капиталовложений от применения впрыска. При этом для расчетов капиталовложений в установку используется методика, представленная в работе [9], где отдельно определяются капиталовложения в компрессор, камеру сгорания и газовую турбину. Следует отметить, что

* Работа выполнена за счет гранта РНФ (проект №16-19-10174) в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН (Иркутск, Россия).

в указанных работах выбор параметров цикла проводится на основе вариантных расчетов, либо расчетов, базирующихся на методах направленного перебора [8], пригодных для оптимизации небольшого числа параметров.

В то же время при оптимизации параметров цикла ГТУ и параметров проточной части газовой турбины число оптимизационных параметров достаточно велико и достигает нескольких десятков, а при оптимизации парогазовой установки (ПГУ) оно составляет более ста.

В ИСЭМ СО РАН были разработаны эффективные методы математического моделирования и градиентные методы оптимизации [10], обеспечивающие возможность решения оптимизационных задач большой размерности. В работах [11, 12] эти методы использовались для совместной оптимизации параметров цикла ГТУ и ПГУ и параметров проточной части газовой турбины (ГТ). При этом рассматривались ГТУ, работающие по простому газотурбинному циклу.

Целью настоящей работы являются оптимизационные исследования ГТУ и ПГУ с впрыском воды между частями воздушного компрессора с использованием подхода, рассмотренного в работах [11, 12].

Схема ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха в компрессоре

На рис. 1 приведена расчетная схема ГТУ. Впрыск охлаждающей воды в схеме выполнен до отборов воздуха на охлаждение ступеней газовой турбины, поскольку снижение температуры воздуха, отбираемого на охлаждение лопаток газовой турбины по воздушному тракту компрессора после впрыска ведет к снижению количества отбираемого воздуха и увеличению энергетической эффективности установки.

В модели установки рассматривается одновальная схема ГТУ. Модель проточной части газовой турбины состоит из четырех детализированных моделей ступеней. Как для охлаждаемых, так и для неохлаждаемых ступеней наряду с газодинамическим расчетом проводятся расчеты теплообмена в лопатках, гидравлический расчет течения в каналах охлаждающего воздуха и т.д. В математической модели ГТУ без впрыска используются те же самые элементы, что и в модели ГТУ с впрыском, за исключением модели водовоздушного смесителя.

Число оптимизируемых параметров для математической модели ГТУ без впрыска составило 91, число ограничений-неравенств — 87, для математической модели ГТУ

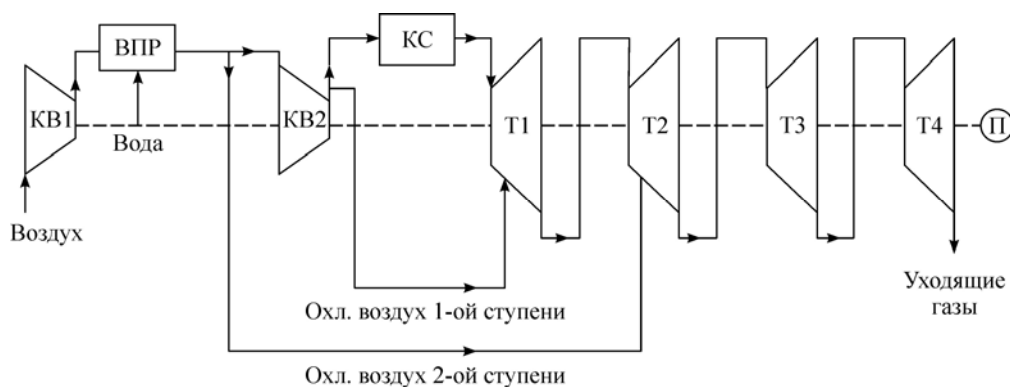


Рис. 1. Схема ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха в компрессоре.

КВ1 — первый отсек воздушного компрессора, КВ2 — второй отсек воздушного компрессора;
 ступени газовой турбины: Т1 — первая охлаждаемая, Т2 — вторая охлаждаемая,
 Т3 — третья неохлаждаемая, Т4 — четвертая неохлаждаемая;
 ВВП — водовоздушный смеситель, КС — камера сгорания, П — потребитель.

с впрыском число оптимизируемых параметров равнялось 92, число ограничений-неравенств — 88. Дополнительным оптимизируемым параметром во втором случае является расход воды на охлаждение, а дополнительным ограничением-неравенством — влажность воздуха на выходе из водовоздушного смесителя. Также в число оптимизируемых параметров вошли давление и температура газа на входе в турбину, расход топлива в камеру сгорания, расходы воздуха на охлаждение первой и второй ступеней турбины, средние диаметры решёток лопаток, шаги решеток, толщины стенок лопаток, коэффициенты высот лопаток и коэффициенты разложения профилей рабочих и сопловых лопаток по базовым профилям, число оборотов вала турбины. В качестве базовых профилей рассматривалось 4 профиля для сопловых лопаток и 4 профиля для рабочих лопаток. В ограничения входили разность между выходной и входной высотами лопатки, ограничения на механические напряжения, действующие в лопатках, ограничения на минимальное значение корневого диаметра. В состав этих ограничений также вошли ограничения на меридиональное раскрытие проточной части для ступеней:

$$\left(\frac{D_2 + l_{\text{вых}}}{2} - \frac{D_1 + l_{\text{вх}}}{2} \right) / S < \text{tg}(\gamma), \quad (1)$$

где D_2 и D_1 — средние диаметры на выходе и входе в решетку, $l_{\text{вых}}$ и $l_{\text{вх}}$ — высоты лопаток на выходе и входе, S — ширина решетки, γ — для ступеней 1 и 2 принят равным 15° , для ступеней 3 и 4 — равным 25° .

В расчетах принято, что охлаждаемые ступени газовой турбины выполнены из перспективного жаропрочного сплава ВЖМ-6. Для оптимизационных расчетов обеих схем мощность ГТУ не лимитировалась. В расчетах для материала лопаток газовой турбины использовалась зависимость, связывающая температуру металла лопаток и их действующие механические напряжения со сроком службы лопаток. Вводилось ограничение, чтобы срок службы был не менее 50 тысяч часов. Кроме того, учитывалось ограничение на максимально допустимую для используемого материала температуру наружной стенки лопатки. В качестве предельно допустимой для сплава ВЖМ-6 была принята температура 1423 К. В качестве целевой функции в расчетах принимались и удельные капиталовложения в установку на единицу мощности (при фиксированном КПД).

Для построения математических моделей ГТУ и ПГУ и нелинейной оптимизации их параметров был использован созданный в ИСЭМ СО РАН программно-вычислительный комплекс «Система машинного построения программ».

Математическая модель впрыска

Расчет водовоздушного смесителя основан на уравнениях энергетического и материального балансов и требованиях второго закона термодинамики (в точке решения выполняются упомянутые балансы и достигается минимум критерия Гиббса).

Расход воды на впрыск подбирается таким образом, чтобы температура воздуха после полного испарения воды была выше температуры, достижимой при 100 %-ой влажности, на заданную величину (в расчетах эта величина принималась равной 5 градусам К). При этом из уравнения теплового баланса определяется температура воздуха на выходе из смесителя.

Расчет стоимости элементов ГТУ

Стоимости основных элементов энергоустановки в первую очередь зависят от технических характеристик ее основных элементов. Поэтому для оценки стоимости обычно используют регрессионные зависимости, построенные на основе статистических данных

по стоимости некоторого набора ЭУ. В ранее проводимых в ИСЭМ СО РАН работах стоимость всей ГТУ определялась на основе следующей зависимости:

$$K_{\text{тек}} = K_{\text{баз}} \left(\frac{\pi_{\text{тек}}}{\pi_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{\pi}} \left(\frac{T_{\text{тек}}}{T_{\text{баз}}} \right)^{\eta_T} \left(\frac{G_{\text{тек}}}{G_{\text{баз}}} \right)^{\eta_G}, \quad (2)$$

где $K_{\text{баз}}$, $\pi_{\text{баз}}$, $T_{\text{баз}}$, $G_{\text{баз}}$ — капиталовложения (с учетом инфляции), степень сжатия и температура продуктов сгорания на входе в ГТ, расход воздуха на входе в компрессор для ГТ, принятой за базовую; $K_{\text{тек}}$, $\pi_{\text{тек}}$, $T_{\text{тек}}$, $G_{\text{тек}}$ — те же величины для ГТУ, капиталовложения в которую требуется определить; η_{π} , η_T , η_G — соответствующие параметрам π , T , G показатели степени. Эти показатели определялись по критерию минимума максимального относительного отклонения капиталовложений для 15-ти ГТУ. Их значения составили: $\eta_{\pi} = 0,3098$, $\eta_T = 0,425$, $\eta_G = 0,7712$. Указанная зависимость построена на основе информации о стоимости ГТУ простого цикла. Она не может быть использована для ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха.

При рассмотрении установок такого типа следует учитывать, что снижение мощности компрессора ведет к снижению его стоимости и соответственно общей стоимости ГТУ. При этом практика зарубежных работ показывает, что для исследования перспективных ГТУ с охлаждением воздуха целесообразно представление стоимостей ГТУ как суммы стоимостей ее основных элементов, таких как компрессор, газовая турбина и камера сгорания. Однако распространенные зависимости, используемые в зарубежной литературе [8, 9] для оценки стоимости основных элементов ГТУ, имеют экспоненциальный характер, что делает их использование возможным в узком диапазоне параметров, в первую очередь температур продуктов сгорания перед турбиной. Поэтому в настоящей работе была использована степенная зависимость стоимостей от параметров, построенная авторами проекта. Эта зависимость имеет следующий вид:

$$K_{\text{тек}} = 0,65 \cdot K_{\text{баз}} \left(\frac{\pi_{\text{тек}}}{\pi_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{\pi T}} \left(\frac{T_{\text{тек}}}{T_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{TT}} \left(\frac{G_{\text{тек}}}{G_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{GT}} + 0,35 \cdot K_{\text{баз}} \left(\frac{\pi_{\text{тек}}}{\pi_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{\pi K}} \left(\frac{G_{\text{тек}}}{G_{\text{баз}}} \right)^{\eta_{GK}}, \quad (3)$$

где $\eta_{\pi T}$, η_{TT} , η_{GT} — соответствующие показатели степени для газовой турбины и камеры сгорания, а $\eta_{\pi K}$, η_{GK} — соответствующие показатели степени для компрессора. В базовом варианте принято, что стоимость турбины и камеры сгорания составляет 65 % от стоимости ГТУ, а стоимость компрессора — 35 %. Эти показатели определялись по критерию минимума максимального относительного отклонения капиталовложений для 23-х ГТУ, представленных в табл. 1. В качестве базовой турбины была принята турбина GE 9371FB.

При определении степенных показателей выражения (3) накладывалось двустороннее ограничение: на непревышение стоимости компрессора 40 % от общей стоимости ГТУ и на то, чтобы стоимость компрессора была не менее 25 % от стоимости ГТУ.

В результате оптимизационных расчетов по критерию минимума максимального относительного отклонения табличной и расчетной стоимостей ГТУ были определены следующие значения степенных коэффициентов в выражении (3): $\eta_{\pi T} = 0,57$, $\eta_{TT} = 1,72$, $\eta_{GT} = 0,6$, $\eta_{\pi K} = 0,81$, $\eta_{GK} = 1,12$.

Результаты исследований

Были проведены две серии оптимизационных технико-экономических расчетов для схемы ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха между отсеками компрессора и без охлаждения. Аналогичные серии расчетов были проведены для схемы ПГУ [12]. Каждая

Таблица 1

Стоимости газовых турбин

Наименование базовой турбины	Мощность ГТУ, МВт	Стоимость ГТУ по данным производителя, \$	Основные параметры $G(\text{кг/с})/\pi(\text{безр.})/T(\text{К})$
v84.2	109	23914600,0	360/11/1333
v94.2	156	30576000,0	509/11/1333
v64.3	63	19215000,0	192/16,1/1433
v94.3	222	45421200,0	656/16,1/1588
GT8C	52,8	16051200,0	179/15,7/1373
GT13D-	97,7	21884800,0	394/11,9/1263
GT13E2	164,3	35981700,0	532/14,6/1373
GT11N	83,8	20447200,0	317/13,3/1300
GT11N2	109,3	24522548,0	375/14,7/1358
PG9311FA	231	45553200,0	607/14,6/1561
M7111EA	81,6	18539520,0	278/11,5/1377
701F	236,7	47195613,0	669/15,6/1623
W501F	163,5	34493595,0	449/14,6/1623
W501D5A	121,3	24999930,0	388/14,2/1450
251B12A	49,2	13999860,0	175/15,3/1422
GE 9151E	113,7	22550000	405/12,1/1366
GE 9161E	119,35	23800000	406/12,2/1379
GE 9171E	125,94	24500000	409/12,3/1397
GE 9281F	217,87	39900000	604/13,7/1533
GE 9371FB	291,48	60000000	649/18,2/1700
GE MS9001H	331,0	71000000	685/23,2/1700
ABB GT8C2	56,4	17300000	194/17,6/1450
ABB GT26	277,0	67020000	549/30/1533

серия состояла из шести расчетов, где целевой функцией являлся максимум минимума удельных капиталовложений (на единицу мощности ГТУ). При этом фиксировалось значение КПД установки, для шести расчетов каждой серии максимум КПД ГТУ в ограничениях устанавливался в диапазоне от 0,3 до 0,4, для ПГУ — от 0,5 до 0,6. Результаты двух серий оптимизационных расчетов для ГТУ представлены на рис. 2, для ПГУ — на рис. 3.

Следует отметить, что впрыск воды между отсеками компрессора в рассматриваемых вариантах составлял около 120 тонн в час. При этом капиталовложения в установку обратного осмоса для опреснения воды находятся в диапазоне от 1,4 до 5,7 миллионов

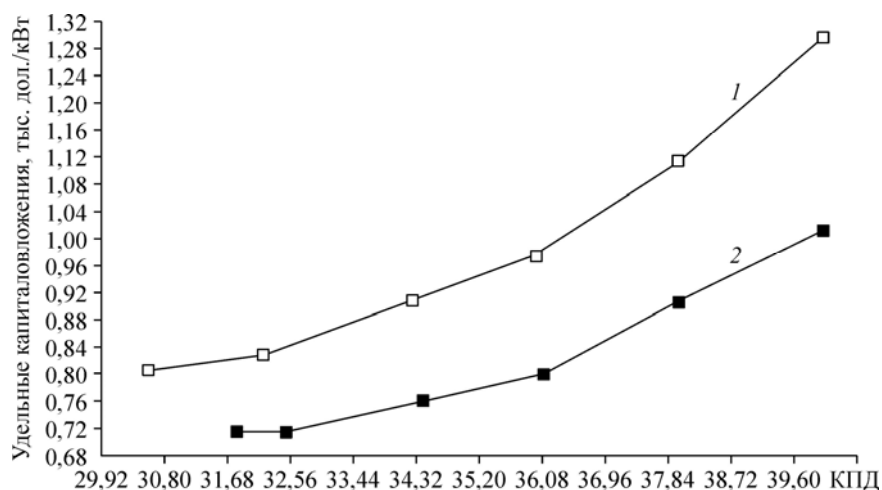


Рис. 2. Зависимость удельных капиталовложений ГТУ от КПД без впрыска (1) и со впрыском (2) воды в компрессор.

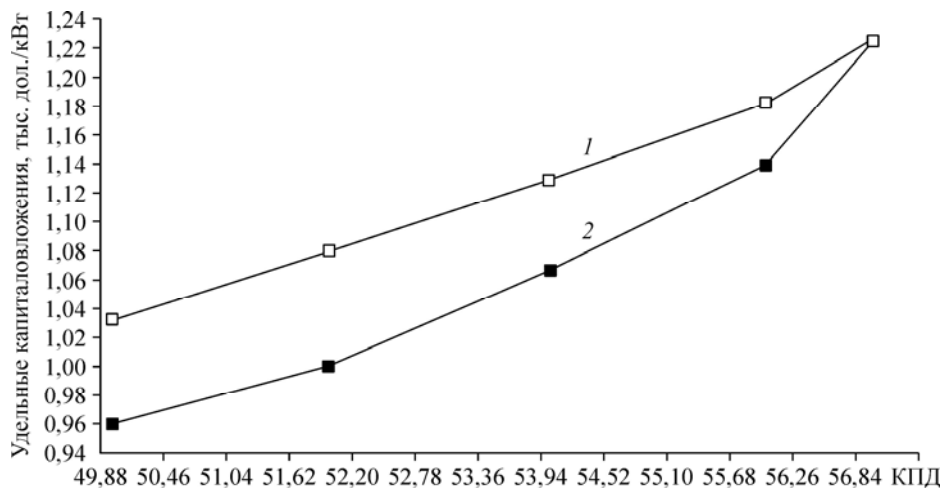


Рис. 3. Зависимость удельных капиталовложений ПГУ от КПД без впрыска (1) и со впрыском (2) воды в компрессор.

долларов в зависимости от уровня солености воды, а стоимость воды изменяется от 0,26 до 1,72 долларов за тонну [13, 14], что незначительно влияет как на капиталовложения, так и на стоимость электроэнергии.

Анализ результатов расчетов, приведенных в табл. 2 и 3, позволяет сделать следующие выводы: использование впрыска при одном и том же значении КПД дает возможность существенно снизить удельные капиталовложения, причем для ГТУ такое снижение наблюдается во всем диапазоне рассматриваемых значений КПД. При КПД, равном 32 %, эффект от впрыска составляет 90 дол./кВт, а при КПД 40 % — 280 дол./кВт.

Для ПГУ разница между удельными капиталовложениями при отсутствии впрыска воды и со впрыском с ростом КПД сокращается и при КПД, составляющем 57 %, становится равной нулю (при КПД 52 % эта разница равна 90 дол./кВт). Это объясняется следующим: при впрыске увеличиваются потери с теплом, расходуемым на испарение водяных паров, содержащихся в уходящих газах, что при одних и тех же параметрах цикла приводит к уменьшению КПД по сравнению с вариантом, где впрыск отсутствует. Для компенсации этого снижения, чтобы выдержать значение КПД, приходится изменять параметры цикла, в частности повышать температуру и давление газа перед газовой турбиной, снижать температурные напоры в теплообменниках паровой части ПГУ и изменять некоторые другие параметры. При рассматриваемых в настоящей работе лопаточных сплавах и способе охлаждения проточной части ГТ за счет выбора параметров цикла удается обеспечить КПД ПГУ до 57 % при впрыске воды между частями компрессора. При этом оптимальная величина впрыска воды примерно до КПД 54 % остается постоянной, а затем сокращается и при КПД 57 % становится равной нулю, поскольку данные значения КПД как и его более высокие значения не могут быть обеспечены при ненулевом впрыске воды без выхода параметров цикла за допустимые пределы. Таким образом впрыск воды не позволяет обеспечивать высокие значения КПД ПГУ.

Таблица 2
Технико-экономические показатели вариантов ГТУ

	С охлаждением воздуха впрыском											Без охлаждения воздуха в компрессоре																						
	Полезная мощность, установки, кВт	302801	32	0,715	1730	13	181497	147085	34412	8,52	572	38,3	381	1069	566,3	509	18,9	8,7	225119	30	0,805	1707	9,65	167644	153316	14328	8,57	573	—	—	1093	543,6	529	20,1
КПД	322376	32,5	0,715	1765	13,3	187544	144228	43316	7,89	559	37,2	379	1082	581	524	21,2	9,58	235332	32	0,827	1729	10,7	175776	171637	4139	10,5	608	—	—	1081	536,6	522	20,6	9,77
Удельная стоимость установки, тыс. \$/кВт	323536	34,5	0,758	1765	15,2	192589	133146	59443	7,29	546	34,4	374	1049	562,2	509	21,3	10	244678	34,5	0,907	1760	13	190976	188797	2179	13	645	—	—	1059	525,2	511	22,5	10,6
Начальная температура газов, К	347555	36	0,800	1807	17,6	206127	136142	69985	7,52	551	35,2	376	1040	564,4	510	24	11,7	263575	36	0,975	1783	15,3	216016	214630	1386	15,5	678	—	—	1033	543,6	529	26,5	11,7
Начальное давление газов, атм.	328142	38	0,905	1783	22	210440	136721	73719	8,6	573	35,1	383	982	522,3	470	22,6	9,9	255567	38	1,113	1795	18,9	226923	223096	3827	18,6	714	—	—	995	513,4	500	28,5	11,9
Суммарная мощность компрессора, кВт	369729	40	1,013	1907	28,4	230516	148829	81687	10,1	602	38,8	389	993	519,2	462	35,2	15,6	260101	40	1,296	1824	24	253336	249734	3602	23,8	764	—	—	957	511	498	34,9	13,2
Давление воздуха на впрыске, атм.																																		
Температура воздуха перед впрыском, К																																		
Расход воды на впрыск в компрессор, кг/с																																		
Температура воздуха после впрыска, К																																		
Температура уходящих газов, К																																		
Расход уходящих газов, кг/с																																		
Расход воздуха на входе в компрессор, кг/с																																		
Расход воздуха на охлаждение первой ступени, кг/с																																		
Расход воздуха на охлаждение второй ступени, кг/с																																		

Таблица 3

Технико-экономические показатели вариантов ПГУ

	С охлаждением воздуха впрыском										Без охлаждения воздуха в компрессоре									
КПД	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Удельная стоимость установки, тыс. \$/кВт	0,959	0,990	0,666	0,139	1,226	508,3	577,9	258,9	189,3	871,6	1,032	1,08	1,129	1,18	1,226	508,3	577,9	258,9	189,3	871,6
Полезная мощность установки, МВт	5	5	8	5	0	5	1	5	1	5	482,4	416,1	473,0	509,1	508,3	482,4	416,1	473,0	509,1	508,3
Мощность газовой турбины, МВт	536,1	545,6	554,6	572,6	577,9	210,1	210,1	210,1	210,1	210,1	497,7	452,1	514,1	556,1	577,9	497,7	452,1	514,1	556,1	577,9
Мощность компрессора, МВт	195,6	197,4	203,8	210,1	258,9	189,3	189,3	189,3	189,3	189,3	191,1	192,8	223,4	244,3	258,9	191,1	192,8	223,4	244,3	258,9
Мощность паровой части ПГУ, МВт	160,0	172,5	184,1	184,6	189,3	160,0	160,0	160,0	160,0	160,0	175,8	156,9	182,4	196,8	189,3	175,8	156,9	182,4	196,8	189,3
Стоимость паровой части ПГУ, тыс. \$.	657,3	727,3	810,8	868,5	871,6	657,3	657,3	657,3	657,3	657,3	734,3	658,5	798,9	890,0	871,6	734,3	658,5	798,9	890,0	871,6
Расход топлива, кг/с	19,97	19,99	19,77	19,5	17,8	19,97	19,97	19,97	19,97	19,97	19,25	15,95	17,46	18,1	17,8	19,25	15,95	17,46	18,1	17,8
Температура уходящих газов, К	1084	1096	1101	1093	1078	1084	1084	1084	1084	1084	112	110	109	1098	1078	112	110	109	1098	1078
Температура на выходе из котла-утилизатора, К	512	463	436	399	416	512	512	512	512	512	498	493	452	421	416	498	493	452	421	416
Расход воды на впрыск в компрессор, кг/с	32,7	32,1	29,1	30,24	—	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Расход воздуха на входе в компрессор, кг/с	532	518,4	511,8	487,7	601	532	532	532	532	532	579	546,6	598	609,5	601	579	546,6	598	609,5	601
Расход уходящих газов, кг/с	584,7	570	560,6	537,5	6	584,7	584,7	584,7	584,7	584,7	5	562,5	6	627,6	6	5	562,5	6	627,6	6
Температура продуктов сгорания на входе в турбину, К	1815	1860	1903	1961	1891	1815	1815	1815	1815	1815	1834	1795	1819	1868	1891	1834	1795	1819	1868	1891
Давление продуктов сгорания на входе в турбину, атм.	13,9	15	16,4	19,4	16,2	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	11,6	11,15	12,37	14,1	16,2	11,6	11,15	12,37	14,1	16,2
Расход воздуха на охлаждение первой ступени, кг/с	26,8	30,1	32,4	38,5	39,6	26,8	26,8	26,8	26,8	26,8	27,4	2	31,9	37,4	39,6	27,4	2	31,9	37,4	39,6
Расход воздуха на охлаждение второй ступени, кг/с	12,8	12,9	14,9	16,7	18,3	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	11,6	12	14,3	16,9	18,3	11,6	12	14,3	16,9	18,3

Заключение

Разработаны математические модели ГТУ и ПГУ с впрыском воды между частями воздушного компрессора. Сформулирована задача оптимизации параметров этих установок. Оптимизация проводилась по критерию минимума удельных капиталовложений при различных значениях КПД установок. Оптимизационные расчеты проводились для ГТУ и ПГУ с впрыском воды между частями высокого и низкого давления воздушного компрессора и без впрыска.

Анализ результатов выполненных расчетов показал, что впрыск воды между ступенями компрессора ГТУ во всем возможном диапазоне изменения КПД обеспечивает снижение удельных капиталовложений по сравнению с вариантом без впрыска (при одном и том же значении КПД), т.е. является экономически обоснованным. Впрыск воды между ступенями компрессора газотурбинной установки ПГУ при КПД, равном 52 %, позволяет сократить удельные капиталовложения на 90 дол./кВт. При росте КПД эффект впрыска для ПГУ сокращается, и начиная с КПД 57 % впрыск воды становится невозможным.

Список литературы

1. **Roumeliotis I., Mathioudakis K.** Evaluation of interstage water injection effect on compressor and engine performance // *J. of Engng for Gas Turbines and Power*. 2006. Vol. 128. P. 849–856.
2. **White A.J., Meacock A.J.** An evaluation of the effects of water injection on compressor performance // *J. of Engng for Gas Turbines and Power*. 2004. Vol. 126. P. 748–754.
3. **Wang T., Khan J.R.** Overspray and interstage fog cooling in gas turbine compressor using stage-stacking scheme. P. I. Development of theory and algorithm // *J. of Thermal Sci. and Engng Applications*. 2010. Vol. 2, iss. 3. P. 031001-1–031001-10.
4. **Wang T., Khan J.R.** Overspray and interstage fog cooling in gas turbine compressor using stage-stacking scheme. Part II. Case study // *J. of Thermal Sci. and Engng Applications*. 2010. Vol. 2, iss. 3. P. 031002-1–031002-10.
5. **Horbanic B., Dumitrascu G., Homutescu V.-M.** Gas turbine system with interstage cooling and steam injection using oxy-combustion // *Proc. of the 6th IASME/WSEAS Intern. conf. on heat transfer, thermal engineering and environment, Rhodes, Greece, August 20–22*. 2008. P. 120–125.
6. **Smith D.** SPRINT spray intercooling augments LM6000 output // *Modern Power Systems*. 1998. Vol. 18, No. 9. P. 49–53.
7. **Kavanagh R.M., Parks G.T.** A systematic comparison and multi-objective optimization of humid power cycles. P. I. Thermodynamics // *ASME J. of Engng for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 4. P. 041701-1–041701-10.
8. **Kavanagh R.M., Parks G.T.** A systematic comparison and multi-objective optimization of humid power cycles. P. II. Economics // *ASME J. of Engng for Gas Turbines and Power*. 2009. Vol. 131, iss. 4. P. 041702-1–041702-10.
9. **Traverso A., Massardo A.F., Cazzola W., Lagoria G.** WIDGET-TEMP: A novel web-based approach for thermoeconomic analysis and optimization of conventional and innovative cycles // *Proc. of ASME-IGTI turbo expo 2004*. 14–17 June, Vienna (Austria). P. 623–631.
10. **Клер А.М., Деканова Н.П., Тюрина Э.А., Корнеева З.Р., Маринченко А.Ю., Михеев А.В., Платонов Л.А., Потанина Ю.М., Степанова Е.Л., Медников А.С.** Теплосиловые системы: Оптимизационные исследования. Новосибирск. Наука, 2005.
11. **Клер А.М., Захаров Ю.Б.** Оптимизация параметров цикла ГТУ и конструктивных параметров проточной части газовой турбины с охлаждаемыми сопловыми и рабочими лопатками // *Теплофизика и аэромеханика*. 2012. Т. 19, № 4. С. 449–459.
12. **Клер А.М., Захаров Ю.Б., Потанина Ю.М.** Согласованная оптимизация параметров охлаждаемой проточной части газовой турбины и параметров цикла ГТУ и ПГУ // *Теплофизика и аэромеханика*. 2014. Т. 21, № 3. С. 401–410.
13. **Economic and technical assessment of desalination technology in Australia with particular reference to national action plan priority regions, 2002, URS Australia.** <http://www.environment.gov.au/water/publications/urban/pubs/desalination-fullreport.pdf>.
14. **Al-Qaraghuli A., Kazmerski L.L.** Comparisons of technical and economic performance of the main desalination processes with and without renewable energy coupling // *Conf. Proc. of the World Renewable Energy Forum, 13–17 May 2012, Denver, Colorado*. P. 1–8.

Статья поступила в редакцию 8 сентября 2016 г.