

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНТУРА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТЬЮ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В УСЛОВИЯХ ИЗМЕНЕНИЯ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА

Введение

В последнее время широкое распространение получило использование стационарных газотурбинных установок (ГТУ) [1, 2] как составных частей когенерационных, тригенерационных и газопаровых энергоблоков либо газоперекачивающих станций. Как известно, коэффициент полезного действия (КПД) стационарных ГТУ, работающих по циклу Брайтона, невелик и может составлять от 24 до 39 % [3]. Для увеличения эффективности работы этих установок применяется утилизация теплоты отходящих газов в котлах-утилизаторах для выработки тепловой энергии и регенерация теплоты посредством газозвоздушных подогревателей для подогрева воздуха после компрессора.

Еще больше повысить эффективность работы отечественных энергоустановок можно за счет использования в них в качестве топлива несертифицированных газов [4, 5]: горючих искусственных газов и газов, являющихся побочным продуктом технологических производств. Это позволяет значительно снизить затраты на топливо, поскольку такие газы дешевле природного или условно бесплатные, а также снизить себестоимость выпускаемой продукции [6, 7]. Использование таких газов в качестве основного топлива усложняется тем, что низшая теплота их сгорания может значительно изменяться и, таким образом, вносить возмущения в режим работы энергетических установок [8].

Анализ существующих систем автоматического управления когенерационными энергетическими установками (КЭУ) показал, что задача использования несертифицированных видов топлива актуальна и требует дополнительных исследований. Рассмотренные системы автоматического управления (САУ) газотурбинными двигателями не позволяют учитывать переменное значение низшей теплоты сгорания топлива и, следовательно, не могут обеспечить устойчивую работу установки [7, 9, 10].

Цель данной работы — исследование и разработка САУ электрической мощностью газовой турбины КЭУ, которая позволит учитывать переменное значение низшей теплоты сгорания и использовать в подобных установках несертифицированные виды газообразного топлива.

Изложение основного материала

Для разработки САУ электрической мощностью газовой турбины, которая позволила бы учитывать изменение качества топлива, необходимо исследовать динамические характеристики газотурбинного двигателя (ГТД) с точки зрения воздействия возмущения по изменению низшей теплоты сгорания топлива. Для проведения моделирования использовалась модель из [11, 12]. Принципиальная схема ГТД представлена на рис. 1.

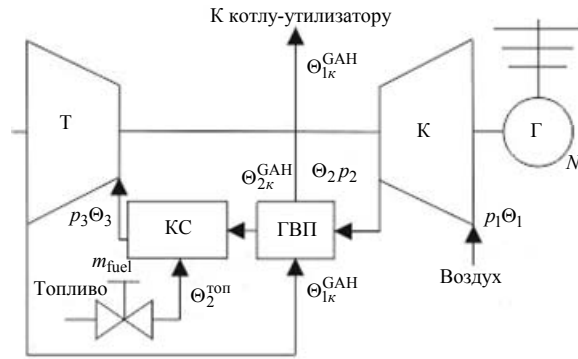


Рис. 1

Основными элементами схемы являются: компрессор (К), газоздушный подогреватель (ГВП) (gas-air heater — GAH), камера сгорания (КС), газовая турбина (Т) и электрогенератор (Г).

Модель ГТУ включает в себя шесть дифференциальных уравнений: три уравнения для газоздушного подогревателя: уравнение для греющей среды, для нагреваемой среды и для металла стенки трубки:

$$\begin{cases} H^{\text{GAH}} \Delta \dot{\Theta}_{1к}^{\text{GAH}} + \Delta \Theta_{1к}^{\text{GAH}} = h_1^{\text{GAH}} \Delta m_1 + h_2^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{1н}^{\text{GAH}} - h_3^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{ст}^{\text{GAH}}, \\ C^{\text{GAH}} \Delta \dot{\Theta}_{2к}^{\text{GAH}} + \Delta \Theta_{2к}^{\text{GAH}} = c_1^{\text{GAH}} \Delta m_2 + c_2^{\text{GAH}} \Delta \Theta_2 + c_3^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{ст}^{\text{GAH}}, \\ R^{\text{GAH}} \Delta \dot{\Theta}_{ст}^{\text{GAH}} + \Delta \Theta_{ст}^{\text{GAH}} = r_1^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{1н}^{\text{GAH}} + r_2^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{1к}^{\text{GAH}} - r_3^{\text{GAH}} \Delta \Theta_2 - r_4^{\text{GAH}} \Delta \Theta_{2к}^{\text{GAH}}, \end{cases} \quad (1)$$

где H^{GAH} , h_1^{GAH} , h_2^{GAH} , h_3^{GAH} , C^{GAH} , c_1^{GAH} , c_2^{GAH} , c_3^{GAH} , R^{GAH} , r_1^{GAH} , r_2^{GAH} , r_3^{GAH} , r_4^{GAH} — постоянные коэффициенты; $\Theta_{1н}^{\text{GAH}}$, $\Theta_{1к}^{\text{GAH}}$ — начальная и конечная температура греющего теплоносителя соответственно, °C; Θ_2 , $\Theta_{2к}^{\text{GAH}}$ — начальная и конечная температура нагреваемого теплоносителя соответственно, °C; $\Theta_{ст}^{\text{GAH}}$ — температура стенки трубки теплообменного аппарата, °C; m_1 , m_2 — расходы греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно, кг/с.

Следующее дифференциальное уравнение описывает динамические свойства камеры сгорания:

$$A \Delta \dot{\Theta}_3 + \Delta \Theta_3 = a_1 \Delta \omega + a_2 \Delta m_{\text{fuel}} + a_3 \Delta \Theta_e + a_4 \Delta \Theta_{\text{fuel}} + a_5 \Delta Q_{\text{H}}^{\text{P}}, \quad (2)$$

где A , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 — постоянные коэффициенты; Θ_3 — температура газов на выходе камеры сгорания, °C; ω — частота вращения ротора газовой турбины, c^{-1} ; $m_{\text{топ}}$ — расход топлива, поступающего в камеру сгорания, кг/с; Θ_e — температура воздуха, подаваемого в камеру сгорания, °C; Θ_{fuel} — температура топлива, подаваемого в камеру сгорания, °C; Q_{H}^{P} — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

В дифференциальное уравнение для камеры сгорания введено возмущение по изменению низшей теплоты сгорания топлива ($\Delta Q_{\text{H}}^{\text{P}}$) для исследования степени ее влияния на динамические свойства газотурбинной установки. При проведении моделирования $\Delta Q_{\text{H}}^{\text{P}}$ топлива не превышало 10 % от номинального значения.

Данное уравнение описывает динамику ротора газовой турбины:

$$B \Delta \dot{\omega} + \Delta \omega = b_1 \Delta p_3 + b_2 \Delta p_4 + b_3 \Delta \Theta_3 - b_4 \Delta p_1 - b_5 \Delta p_2 - b_6 \Delta \Theta_1 - b_7 \Delta N_3, \quad (3)$$

где B , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , b_5 , b_6 , b_7 — постоянные коэффициенты; p_3 — давление газов на выходе камеры сгорания, МПа; p_4 — давление газов на выходе га-

звой турбины, МПа; p_1 — давление воздуха на входе в компрессор, МПа; p_2 — давление воздуха на выходе компрессора, МПа; Θ_1 — температура воздуха перед компрессором, °С; N_3 — электрическая нагрузка генератора, МВт.

Изменение давления в газовых объемах описывает уравнение

$$T_p \Delta p' + \Delta p = T_T \frac{d\Delta\Theta_3}{dt} - k_m \Delta\Theta_3 + k_m \Delta m_{\text{fuel}} + k_\omega \Delta\omega, \quad (4)$$

где T_p , T_T , k_m , k_ω — постоянные коэффициенты; p — давление в выделенных объемах, МПа; Θ_3 — температура газов на выходе камеры сгорания, °С.

Рассматривались газовые объемы между компрессором (К) и камерой сгорания (КС), объем между распределительным органом подачи топлива ($m_{\text{топ}}$) и камерой сгорания, газовый объем самой камеры сгорания и газовый объем между камерой сгорания и турбиной (Т).

Для расчета коэффициентов модели и проведения моделирования динамики ГТУ были приняты следующие характеристики установки: электрическая мощность КЭУ 4000 кВт; температура газов после турбины 584 °С; температура газов на перед турбиной 1200 °С; температура воздуха на входе в компрессор 15 °С; отношение давлений компрессора 16; температура воздуха на входе КС составляет 455÷500 °С; низшая теплота сгорания топлива 45348 кДж/кг.

Рассчитанные значения коэффициентов модели сведены в таблицу.

Таблица

Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение	Коэффициент	Числовое значение
c^{GAN}	0,002	H^{GAN}	0,125	R^{GAN}	0,731
c_1^{GAN}	2,257	h_1^{GAN}	23,860	r_1^{GAN}	0,041
c_2^{GAN}	- 0,809	h_2^{GAN}	- 0,053	r_2^{GAN}	0,041
c_3^{GAN}	1,808	h_3^{GAN}	- 1,061	r_3^{GAN}	- 0,459
A	0,001	B	0,73	r_4^{GAN}	- 0,459
a_1	- 153,22	b_1	2,89	T_p	0,49
a_2	2393,69	b_2	- 8,97	T_T	2,48e-8
a_3	765,69e-3	b_3	0,013	k_T	- 2,53e-3
a_5	14,52e-6	b_5	- 0,4294	k_m	0,64
-		b_7	4,52e-6	k_ω	0,24

Полная компьютерная схема модели динамики ГТУ, построенная в соответствии с описанными дифференциальными уравнениями, представлена на рис. 2.

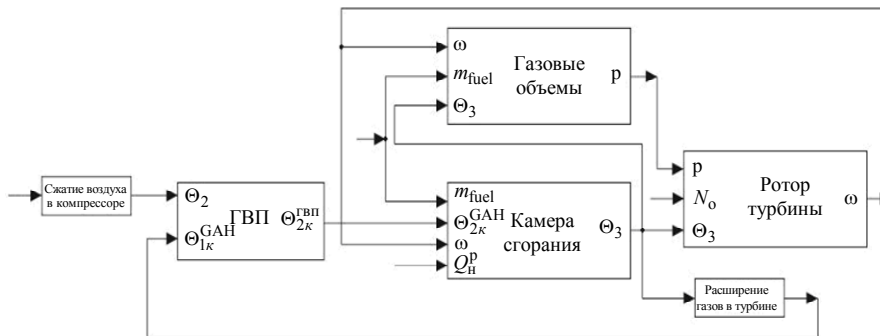


Рис. 2

Из результатов анализа динамических характеристик ГТУ следует [13], что наибольшее влияние на динамические характеристики установки оказывают возмущения по изменению электрической нагрузки генератора — ΔN_g , расхода топлива — ΔG_{fuel} , низшей теплоты сгорания топлива — $Q_{\text{н}}^{\text{P}}$ и температуры окружающей среды — Θ_1 .

Схема САУ ГТУ представлена на рис. 3.

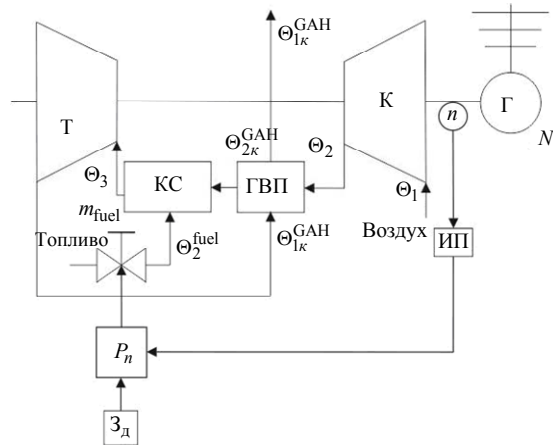


Рис. 3

В схеме приняты такие обозначения: Θ_1 — температура воздуха на входе в компрессор, °С; Θ_2 — температура сжатого воздуха после компрессора, °С; Θ_2^{fuel} — температура топлива, °С; Θ_3 — температура продуктов сгорания (газов) на выходе КС, °С; $\Theta_{2к}^{\text{GАН}}$ — температура воздуха после газозвоздушного подогревателя, °С; $\Theta_{1к}^{\text{GАН}}$ — температура газов на выходе из газовой турбины, °С; $\Theta_{1к}^{\text{GАН}}$ — температура газов на выходе ГВП, °С; P_n — регулятор частоты вращения ротора ГТУ; $З_d$ — задание; ИП — измерительный преобразователь.

В системе автоматического управления газотурбинной установкой используется ПИ-закон регулирования. Для определения настроечных параметров регулятора САУ использовался метод, разработанный А.П. Копеловичем. Моделирование переходных процессов САУ когенерационной энергетической установкой проводилось в среде моделирования Simulink пакета MATLAB.

Анализ динамики САУ ГТУ показал [14], что изменение электрической нагрузки генератора ΔN_g вызывает существенное отклонение температуры газов на выходе из камеры сгорания. Увеличение электрической нагрузки на 10 % (400 кВт) приводит к увеличению температуры газов на выходе камеры сгорания на 16,3 % (195 °С), что нежелательно, так как увеличивается термическое напряжение элементов проточной части газовой турбины. Снижение теплотворной способности топлива $\Delta Q_{\text{н}}^{\text{P}}$ на 10 % (4534,8 кДж/кг) приводит к снижению температуры газов на выходе камеры сгорания на 5,2 % (62 °С), что также нежелательно, поскольку приводит к снижению работы расширения газов на валу газовой турбины и, как следствие, эффективность работы ГТУ.

Для нейтрализации действия этих возмущений в контур регулирования электрической нагрузки генератора был добавлен сигнал по производной по изменению температуры газов на выходе из камеры сгорания (рис. 4).

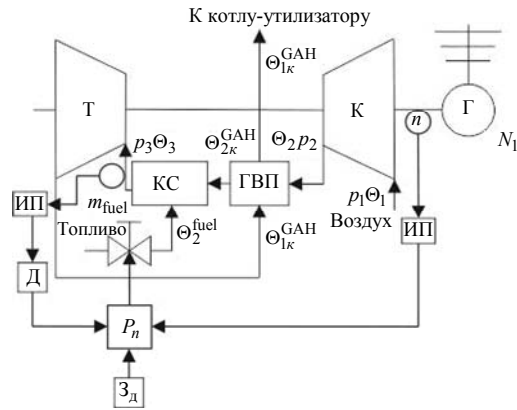


Рис. 4

Для получения производной применено реальное дифференцирующее динамическое звено, полученное как результат алгебраической суммы передаточных функций пропорционального и инерционного звеньев. Такая коррекция системы автоматического управления позволила учитывать влияние изменения теплоты сгорания топлива еще до изменения частоты вращения ротора и таким образом снизить влияние этого возмущения. Результаты моделирования переходных процессов с использованием дополнительного сигнала по производной (Θ) и без него представлены на рис. 5 (переходные процессы регулирования частоты вращения ротора, при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной (Д) a : 1 — $\Delta N_3 = 10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta N_3 = 10\%$ (ПИ+Д); b : 1 — $\Delta Q_H^P = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta Q_H^P = -10\%$ (ПИ+Д); c : 1 — $\Delta \Theta_1 = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta \Theta_1 = -10\%$ (ПИ+Д); z : ПП при одновременном действии возмущений: 1 — ПИ; 2 — ПИ+Д).

Анализ полученных переходных процессов показывает, что при повышении электрической нагрузки на 10% максимальное снижение частоты вращения составляет 0,104% (0,052 Гц) и не выходит за допустимые пределы ($\pm 0,4\%$ ($\pm 0,2$ Гц)), а степень затухания переходного процесса при этом равна $\psi^{N_3 \rightarrow \omega} = 0,85$ (рис. 5, a , кривая 1). При снижении теплоты сгорания топлива на 10% частота вращения снижается на 0,051% (0,0253 Гц) и также не выходит за допустимые пределы. При этом степень затухания переходного процесса составляет $\psi^{Q_H^P \rightarrow \omega} = 0,83$ (рис. 5, b , кривая 1). Снижение температуры окружающей среды на 10% приводит к незначительному отклонению частоты вращения ротора электрогенератора на 0,018% (0,0091 Гц), а степень затухания при этом равна $\psi^{\Delta \Theta_1 \rightarrow \omega} = 0,84$ (рис. 5, c , кривая 1). При одновременном действии возмущений ΔN_3 , ΔQ_H^P и $\Delta \Theta_1$ максимальное снижение частоты вращения ротора и степень затухания переходного процесса составляют 0,135% (0,0677 Гц) и $\psi^{\Sigma \rightarrow \omega} = 0,84$ соответственно (рис. 5, z , кривая 1).

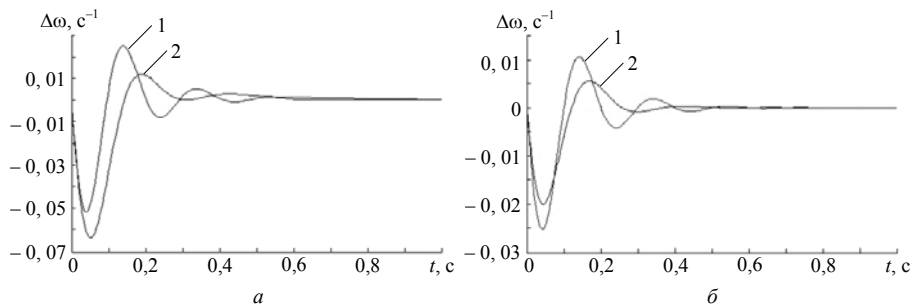
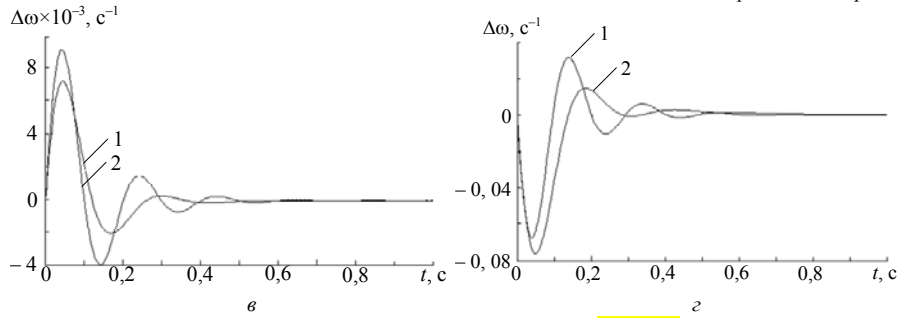


Рис. 5



Незначительное увеличение первого динамического **заброса** на рис. 5, *а* объясняется тем, что возмущение по изменению электрической нагрузки практически мгновенно оказывает влияние на частоту вращения ротора, однако на втором **забросе** уже сказывается влияние сигнала по производной и его снижение составляет 46,8 %.

Переходные процессы регулирования температуры газов на выходе КС при использовании ПИ-закона и дополнительного сигнала по производной (Д) представлены на рис. 6 (*а*: 1 — $\Delta N_3 = 10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta N_3 = 10\%$ (ПИ+Д); *б*: 1 — $\Delta Q_H^p = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta Q_H^p = -10\%$ (ПИ+Д); *в*: 1 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ), 2 — $\Delta t_1 = -10\%$ (ПИ+Д); *з*: ПП при одновременном действии возмущений). Степень затухания для переходных процессов, представленных на рис. 6, составляет $\psi^{N_3 \rightarrow \Theta_3} = 0,71$, $\psi^{Q_H^p \rightarrow \Theta_3} = 0,79$, $\psi^{\Delta t_1 \rightarrow \Theta_3} = 0,77$ и $\psi^{\Sigma \rightarrow \Theta_3} = 0,72$ соответственно. Из графиков видно, что увеличение электрической нагрузки на 10 % (рис. 6, *а*, кривая 1) приводит к увеличению температуры газов на выходе КС на 16,3 % (195 °С). Такое увеличение температуры газов на выходе КС недопустимо и ограничено требованиями жаропрочности материалов проточной части газовой турбины. **Снижение** **нижней теплоты** сгорания топлива на 10 % (рис. 6, *б*, кривая 1) вызывает снижение температуры газов на 5,2 % (62 °С). Такое снижение температуры газов нежелательно, поскольку уменьшает работу расширения газов в турбине и тем самым снижает КПД газотурбинной установки. Снижение температуры окружающей среды на 10 % (1,5 °С) (рис. 6, *в*, кривая 1) приводит к отклонению температуры газов на выходе КС на 1,75 % (21 °С). Одновременное воздействие всех возмущений оказывает существенное влияние на температуру газов на выходе КС и вызывает ее увеличение на 17,9 % (214,5 °С) (рис. 6, *з*, кривая 1).

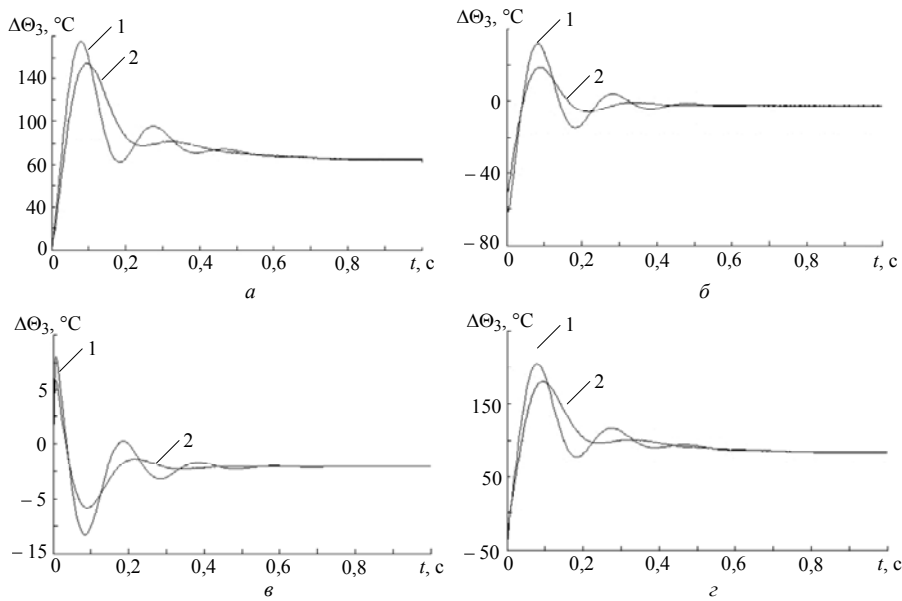


Рис. 6

Введение дополнительного сигнала по производной улучшает показатели качества переходных процессов по всем каналам: увеличивает степень затухания и уменьшает первые динамические забросы и время регулирования. Для всех переходных процессов после введения сигнала по производной степень затухания стала выше 0,95.

Наиболее существенное улучшение наблюдается при изменении низшей теплоты сгорания топлива и температуры окружающей среды (рис. 5 б, в, кривые 2). Первый динамический заброс соответственно порядку **нанесения возмущений**, уменьшился на 20,4 и 21,1 %, степень затухания колебаний возросла соответственно на 15,7 и 15,8 %. Это обстоятельство позволит снизить термическое напряжение на элементы проточной части газовой турбины и продлить срок их службы.

Кроме того, такая коррекция САУ ГТУ позволит использовать в ней несертифицированные виды топлива, для которых значение низшей теплоты носит переменный характер.

Заключение

Анализ динамики ГТУ показал, что на изменение частоты вращения электрогенератора наибольшее влияние оказывают изменение электрической нагрузки генератора ΔN_3 и одновременное действие всех внешних возмущений (ΔN_3 , ΔQ_H^P и $\Delta \Theta_1$), что приводит к ее снижению до 0,0677 Гц. Действие указанных возмущений также приводит к увеличению температуры газов на выходе из камеры сгорания до 215 °С, что недопустимо по требованиям жаропрочности материалов проточной части газовой турбины.

Для улучшения качества переходных процессов и нейтрализации действия рассмотренных возмущений в САУ был введен сигнал по производной от температуры газов на выходе камеры сгорания. Это позволило уменьшить отклонение температуры газов на выходе из камеры сгорания при изменении электрической нагрузки генератора ΔN_3 на 10 %, при изменении низшей теплоты сгорания топлива ΔQ_H^P на 20,4 %, а при суммарном действии возмущений на 13,5 %.

Таким образом, данная САУ позволяет учитывать изменение низшей теплоты сгорания топлива и использовать в ГТУ виды топлива, низшая теплота сгорания которых имеет переменное значение.

О.С. Тарахтій

ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНТУРУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ГАЗОВОЇ ТУРБИНИ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В УМОВАХ ЗМІНИ ЯКОСТІ ПАЛИВА

Проведено аналіз впливу зміни нижчої теплоти згоряння палива на динамічні характеристики когенераційної енергетичної установки. Вдосконалено контур регулювання потужності ГТУ шляхом введення додаткового сигналу за похідною температури газів на виході камери згоряння. Представлено результати комп'ютерного моделювання.

O.S. Tarakhtii

IMPROVEMENT OF CONTROL LOOP OF GAS TURBINE POWER OF COGENERATION POWER PLANT UNDER CONDITIONS OF FUEL QUALITY

The analysis of influence of change of net calorific value of the fuel on the dynamic characteristics of the cogeneration power plant is performed. Control loop for power gas-turbine installations is improved by means of introduction of additional signal derived by the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber. The results of computer simulation are presented.

1. *Lebedev A.S., Pavlov A.Y., Richer F., Adamchuk A.A.* Experience gained from operation of the GTE-160 gas turbine installation and prospects for its modernization // *Thermal engineering*. — 2013. — **60**, N 2. — P. 89–91.
2. *Ol'khovskii G.G.* Prospective gas turbine and combined-cycle units for power engineering (a Review) // *Ibid.* — 2013. — **60**, N 2. — P. 79–88.
3. *Братута Э.Г., Ганжа А.Н., Марченко Н.А.* Повышение эффективности теплообменных аппаратов газотурбинных установок на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации // *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. — 2009. — № 3. — С. 128–133.
4. *Сулимов Д.Д.* Газотурбинные установки ОАО «Авиадвигатель» для работы на синтез-газе, полученном в результате газификации угля // *Теплоэнергетика*. — 2010. — № 2. — С. 27–29.
5. *Карасевич А.М., Федяев А.В., Лачков Г.Г., Федяева О.Н.* Эффективность применения газотурбинных технологий при разработке небольших нефтегазоконденсационных месторождений // Там же. — 2012. — № 2. — С. 41–47.
6. *Дякун И.Л., Козарь И.Ю.* Энергетическая эффективность когенерационных схем шахтного энергокомплекса // *Геотехнічна механіка*. — 2013. — Вип. 110. [http:// dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/60041](http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/60041)
7. *Chirkov V.G.* Mini thermal power stations operating on pyrolyzed fuel // *Thermal Engineering*. — 2007. — **54**, N 8. — P. 626–630.
8. *Федоров С.Д., Облакевич С.В., Радюк О.П.* Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. Засядько // *Промэлектрo*. — 2006. — № 5. — С. 35–39.
9. *Experience gained with fitting the combined-cycle plant of unit 5 at the Razdan thermal power station with automated control systems / R.L. Rogachev, S.V. Ivanova, A.V. Sergeev, N.A. Kuznetsov, K.B. Sargsyan, S.Kh. Eritsyanyan, V.S. Voskanyan, G.S. Petrosyan, A.S. Antonyan* // *Thermal Engineering*. — 2013. — **60**, N 10. — P. 714–721.
10. *Shavochkin I.A., Grekhov L.L., Dubov E.A.* Development of a process control system for the gas-turbine units operating at the thermal power plant of the Tuapse oil refinery plant // *Thermal Engineering*. — 2013. — **60**, N 10. — P. 722–729.
11. *Кириллов И.И.* Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок. — Л. : Машиностроение, 1988. — 447 с.
12. *Ларионова О.С., Бундюк А.М.* Математична модель динаміки когенераційної енергетичної установки // XVIII Міжнародна конференція з автоматичного управління «Автоматика 2011». — С. 61–62.
13. *Тарактий О.С., Бундюк А.М.* Аналіз динамічних характеристик когенераційної енергетичної установки (КЕУ) // *Холодильная техника и технология*. — 2012. — № 4(138). — С. 71–74.
14. *Тарактий О.С., Бундюк А.Н.* О повышении качества управления мощностью ГТУ когенерационной энергетической установки // I Всеукраїнська наук.-техн. конф. «Автоматизація, контроль та управління: пошук ідей та рішень». — 2015. — 25–29 трав., м. Красноармійськ. — 2015. — С. 444–447.

*Получено 14.04.2016
После доработки 09.08.2016*