

УДК 621.438

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

Р.З. Тумашев, В.Д. Моляков, Ю.Л. Лаврентьев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация  
e-mail: moljkov@power.bmstu.ru

*Утилизация теплоты выходящих из газотурбинных двигателей продуктов сгорания является актуальной задачей, особенно для компрессорных станций магистральных газопроводов, учитывая огромную установленную мощность газотурбинных двигателей. Размещение традиционных утилизационных установок приводит к увеличению сопротивления на выходе из базовых газотурбинных двигателей, снижению мощности, для восстановления которой до прежнего уровня приходится увеличивать расход топлива. Применение утилизационных газотурбинных установок с измененной последовательностью процессов не вызывает дополнительного сопротивления за базовыми газотурбинными двигателями, так как оно компенсируется повышением давления в компрессоре. Продукты сгорания из базовых двигателей первоначально поступают в турбину, затем в газоохладитель и далее в компрессор утилизационных газотурбинных установок, которые работают при давлении рабочего тела, меньше атмосферного.*

*Утилизационные установки с измененной последовательностью процессов дополнительно вырабатывают от 15 до 25 % механической мощности. Коэффициент использования топлива достигает 0,8–0,85 с учетом теплоты воды, подогреваемой в газоохладителе. Содержание вредных компонентов в продуктах сгорания, отнесенное к суммарной механической мощности газотурбинного двигателя и утилизационной установки, уменьшается на 15–25 %. Степень понижения давления в установке невысокая, ниже оптимальных значений из-за массогабаритных и прочностных ограничений.*

**Ключевые слова:** утилизация теплоты, комбинированная газо-газовая установка, газотурбинная установка с измененной последовательностью процессов, коэффициент полезного действия, электрическая энергия, теплота, мощность.

## INCREASING THE EFFICIENCY OF COMPRESSOR STATIONS AT MAIN GAS PIPELINES

R.Z. Tumashev, V.D. Molyakov, Yu.L. Lavrent'ev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation  
e-mail: moljkov@power.bmstu.ru

*To recover the heat of products of combustion emerging from gas-turbine engines is an urgent task especially for compressor stations at main gas pipelines taking into account a tremendous power established for gas-turbine engines. The arrangement of traditional recovery plants leads to the enhancement in resistance at outlet of base gas-turbine engines, to the reduction in power, for recovery of which to the previous level the fuel consumption has to be increased. The application of the recovery plants with modified sequence of processes does not cause the additional resistance behind*

*the base gas-turbine engines because it is compensated by the pressure increase in the compressor. Products of combustion from the base engines enter initially a turbine, next a gas-cooler, and then a compressor of the recovery gas-turbine plants operating under the working medium pressure below the atmospheric one. The recovery plants with modified sequence of processes generate from 15 to 25% of mechanical power. A fuel utilization factor reaches 0.8–0.85 with consideration for the heat of water warmed up in the gas-cooler. A ratio of the unhealthy component content in products of combustion to the total mechanical power of the gas-turbine engine and the recovery plant reduces by 15–25%. A degree of decrease in the plant pressure is small (less than optimal values) due to the mass-dimension and strength restrictions.*

**Keywords:** heat recovery, combined gas-gaseous facility, gas-turbine plant with modified sequence of processes, efficiency, electric energy, heat, power.

Утилизация теплоты выхлопных газов газотурбинных двигателей (ГТД) газокompрессорных станций для выработки энергии, предназначенной для привода дополнительного числа нагнетателей природного газа на магистральных газопроводах, для собственных нужд станции или передачи во внешнюю электрическую сеть, является актуальной задачей, учитывая огромную превышающую 38 000 МВт суммарную мощность эксплуатируемых в РФ ГТД. Утилизация теплоты надстроечными утилизационными установками целесообразна на тех станциях, которые оборудованы газоперекачивающими агрегатами, имеющими значительный остаточный ресурс до вывода из эксплуатации и при условии низких дополнительных капитальных вложений.

Размещение утилизационных установок на выходе из базовых ГТД компрессорных станций приводит к увеличению сопротивления, уменьшению срабатываемого в силовой турбине ГТД теплоперепада и вырабатываемой мощности для привода нагнетателей природного газа.

Самым распространенным вариантом использования теплоты уходящих из базовых ГТД газов является сезонный подогрев в теплообменных аппаратах воды, предназначенной для отопления помещений компрессорных станций, поселков и т.п. Для производства электрической энергии применяют утилизационные паротурбинные установки (УПТУ) с невысокими начальными параметрами пара, определяемыми температурой уходящих из базовых ГТД продуктов сгорания. В качестве рабочего тела используется водяной пар, а также пары низкокипящих жидкостей (пентана, бутана) с термодинамическими характеристиками, позволяющими проектировать более эффективные установки [1–3]. Следствием увеличения сопротивления движению газа на выходе из ГТД со свободной турбиной, которое можно оценить уменьшением коэффициента сохранения полного давления, является снижение мощности базовых установок.

Для современных базовых ГТД, например, НК-14СТС-10, ГТНР-16, ГТУ-25П, НК36-СТ с температурой и расходом выходящих продуктов сгорания, меняющихся соответственно в диапазоне

от 724 до 790 К и от 37 до 98 кг/с при уменьшении коэффициента сохранения полного давления от 0,99 до 0,94, мощность установок снижается на 3...4%. Восстановить мощность до прежнего уровня можно повысив на 15...20 °С температуру продуктов сгорания перед турбиной газогенератора, при этом расход топлива увеличивается на 3...4% при условии сохранения постоянной частоты вращения силовой турбины, приводящей во вращение нагнетатель.

Паротурбинные утилизационные установки характеризуются большим числом агрегатов (котел-утилизатор, паровая турбина с генератором, конденсатор, питательные насосы и др.), что делает установку сложной и дорогой. Альтернативным вариантом является применение утилизационного газотурбинного контура с реализацией традиционного цикла или цикла с измененной последовательностью процессов.

В утилизационных газотурбинных установках (УГТУ), выполненных по традиционной схеме, теплота от выходящих из ГТД газов передается через стенку теплообменного аппарата со снижением температуры рабочего тела УГТУ. При этом компрессор и турбина работают на чистом рабочем теле – воздухе, имеющем максимальную температуру, как правило, менее 450° С.

В случае необходимости можно повысить мощность утилизационного контура, установив камеру сгорания и сжигая дополнительное количество топлива. Применение УГТУ, выполненной по традиционной схеме так же, как и в случае УПТУ и водогрейных котлов, приводит к дополнительному сжиганию топлива в базовых ГТД для восстановления мощности до номинального значения.

Утилизационная газотурбинная установка может быть выполнена с измененной, по сравнению с традиционной, последовательностью процессов [4, 5]. В этом случае выходящие из базовых ГТД газы направляются непосредственно в турбину УГТУ (рис. 1). Давление газов при входе в турбину УГТУ незначительно отличается от атмосферного, а температура равна температуре за силовой турбиной базового ГТД.

Расширяясь в турбине до давления ниже атмосферного, значение которого определяется степенью повышения давления компрессора УГТУ, продукты сгорания попадают в газоохладитель, а затем, после сжатия в компрессоре, выбрасываются в окружающую среду. Максимальное значение давления рабочего тела в УГТУ близко к атмосферному. В отличие от традиционной ГТУ рабочее тело УГТУ, которым являются продукты сгорания базовых ГТД, не нагнетается, а просасывается через установку компрессором. Давление за силовой турбиной базового ГТД не изменяется и его мощность остается прежней, так как

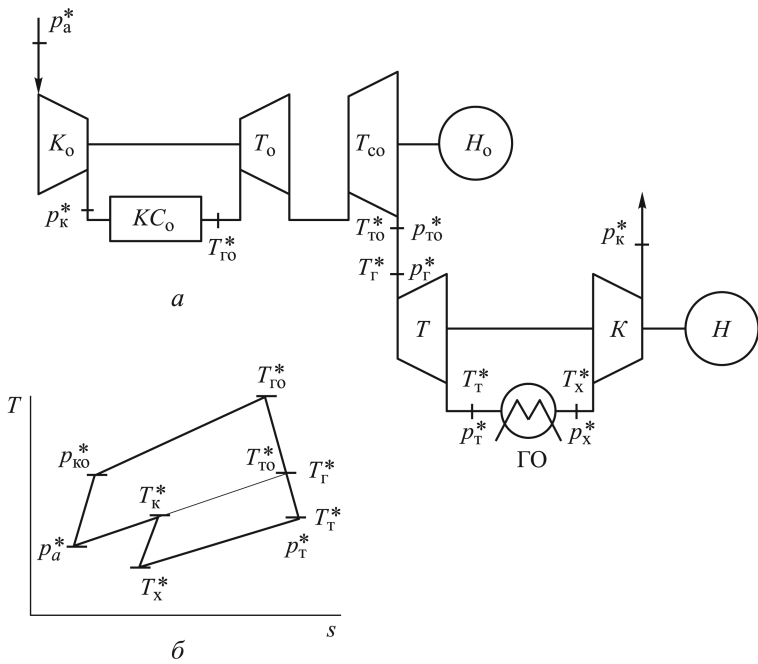


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) КУ, состоящей из базового ГТД и УГТУ с измененной последовательностью процессов

возникающие дополнительные потери компенсируются повышением давления в компрессоре УГТУ.

Удельная работа цикла  $L_e$  ГТУ, выполненной по традиционной схеме, достигает максимального значения при определенной степени повышения давления  $\pi_{KL}^*$ , которой соответствует минимальный расход рабочего тела для установки заданной мощности. Максимальному значению КПД цикла соответствует более высокое значение  $\pi_{k\eta}^*$ , которое определяется соотношением между уменьшающимися по мере увеличения степени повышения давления свыше  $\pi_{KL}^*$  относительным расходом топлива и удельной работой цикла. Расход воздуха и количество теплоты продуктов сгорания базовой ГТУ заданной мощности зависят от степени повышения давления в цикле.

В УГТУ с измененной последовательностью процессов, расположенной за базовым ГТД компрессорной станции, расход рабочего тела и располагаемая тепловая мощность — величины заданные и не зависят от степени повышения давления  $\pi_k^*$  компрессора УГТУ. Удельная работа цикла и, следовательно, мощность всей УГТУ достигает максимального значения при определенном значении  $\pi_k^*$ . При этом значении  $\pi_k^*$  достигает максимального значения и КПД УГТУ, определяемый отношением мощности установки к располагаемой энергии продуктов сгорания на входе в УГТУ.

Цель утилизации теплоты выходящих из базовых ГТД продуктов сгорания — получить максимальное количество электрической энергии

без сжигания дополнительного топлива. В этом случае комбинированная газо-газовая установка (КУ), включающая в себя базовый ГТД и УГТУ, будет иметь наибольшую эффективность.

Определим оптимальное значение степени повышения давления в УГТУ с измененной последовательностью процессов. Удельную работу цикла УГТУ можно записать в виде

$$L_e = C p_{\Gamma}'' T_{\Gamma}^* \left( 1 - \pi_{\Gamma}^* \frac{1 - K_{\Gamma}''}{K_{\Gamma}''} \right) \eta_{\Gamma}^* \eta_{\text{мех}} - C p_{\Gamma}' T_{\text{X}}^* \left( \pi_{\text{K}}^* \frac{K_{\Gamma}' - 1}{K_{\Gamma}'} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{K}}^*}, \quad (1)$$

где  $C p_{\Gamma}''$ ,  $C p_{\Gamma}'$ ,  $K_{\Gamma}''$ ,  $K_{\Gamma}'$  — средние удельные теплоемкости и показатели изэнтропы процессов при расширении газа в турбине (индекс '') и сжатии в компрессоре (индекс ');  $T_{\Gamma}^*$  — температура газа перед турбиной, равная температуре газа за силовой турбиной базового ГТД;  $\pi_{\Gamma}^*$ ,  $\pi_{\text{K}}^*$  — степени понижения и повышения давления газа, соответственно, в турбине и компрессоре;  $T_{\text{X}}^*$  — температура газа за газоохладителем перед компрессором;  $\eta_{\Gamma}^*$ ,  $\eta_{\text{K}}^*$  — изэнтропические КПД турбины и компрессора соответственно; \* — заторможенный поток.

В компрессоре и турбине УГТУ рабочее тело одно и то же, а именно продукты сгорания природного газа с коэффициентом избытка воздуха, равным  $\alpha_{\Sigma} = 3 \dots 3,5$ . Учитывая, что средняя температура процессов расширения и сжатия в УГТУ отличается на  $300 \dots 350^{\circ}\text{C}$ , а рабочее тело турбины и компрессора одинаковое, в первом приближении можно принять

$$C p_{\Gamma}' = C p_{\Gamma}'' \quad \text{и} \quad K_{\Gamma}' = K_{\Gamma}''.$$

Надстроечная УГТУ устанавливается вместо выходного устройства базового ГТД, а выходное устройство УГТУ — за компрессором установки. Если принять, что выходные устройства за базовым ГТД и УГТУ имеют примерно одинаковое сопротивление, т.е.  $\sigma_{\text{вых}} = \text{idem}$ , то в этом случае степень понижения полного давления  $\pi_{\Gamma}^*$  в турбине связана со степенью повышения давления  $\pi_{\text{K}}^*$  утилизационной ГТУ зависимостью

$$\pi_{\Gamma}^* = \pi_{\text{K}}^* \sigma_{\text{вх}} \sigma_{\text{X}},$$

где  $\sigma_{\text{вх}}$  — коэффициент сохранения полного давления в системе подвода газа из силовой турбины базового ГТД в турбину утилизационной установки;  $\sigma_{\text{X}}$  — коэффициент сохранения полного давления газоохладителя УГТУ.

С учетом сделанных допущений уравнение (1) можно записать в виде

$$L_e = C p_{\Gamma} T_{\Gamma}^* \left[ 1 - \frac{1}{(\pi_{\text{K}}^* \sigma_{\text{вх}} \sigma_{\text{X}}) \frac{K_{\Gamma}' - 1}{K_{\Gamma}'}} \right] \eta_{\Gamma}^* \eta_{\text{мех}} - C p_{\Gamma} T_{\text{X}}^* \left( \pi_{\text{K}}^* \frac{K_{\Gamma}' - 1}{K_{\Gamma}'} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{K}}^*}. \quad (2)$$

Учитывая, что температура продуктов сгорания за силовой турбиной, находящихся в эксплуатации базовых ГТД компрессорных станций и, следовательно, перед турбиной УГТУ, изменяется в достаточно узком диапазоне от 400 до 550 °С, можно принять, что оптимальная степень повышения полного давления  $\pi_{к.опт}^*$  УГТУ меняется незначительно. В этом случае КПД  $\eta_k^*$ ,  $\eta_T^*$ ,  $\eta_{мех}$  и коэффициенты сохранения полного давления  $\sigma_{вх}$ ,  $\sigma_x$  остаются неизменными и не зависят от  $\pi_k^*$ . Следовательно, удельная работа цикла определяется в основном степенью повышения давления  $\pi_k^*$ , температурой газа перед турбиной  $T_\Gamma^*$  и перед компрессором  $T_x^*$  (за газоохладителем). Уравнение (2) перепишем следующим образом:

$$L_e = A - \frac{B}{X} - CX, \quad (3)$$

где

$$A = Cp_\Gamma \eta_T^* \eta_{мех}^* T_\Gamma^* + \frac{Cp_\Gamma T_x^*}{\eta_k^*},$$

$$B = \frac{Cp_\Gamma \eta_T^* \eta_{мех}^* T_\Gamma^*}{(\sigma_{вх} \sigma_x)^{\frac{K_\Gamma - 1}{K_\Gamma}}},$$

$$C = \frac{Cp_\Gamma T_x^*}{\eta_k^*}.$$

Через  $x$  обозначена величина  $x = \pi_k^* \frac{K_\Gamma - 1}{K_\Gamma}$ .

Определим оптимальное значение степени повышения давления  $\pi_{к.опт}^*$  УГТУ:

$$\frac{dL_e}{dx} = \frac{B}{x^2} - C = 0, \quad (4)$$

из которого вытекает

$$\pi_{к.опт}^* = \left( \frac{T_\Gamma^*}{T_x^*} \right)^{\frac{K_\Gamma}{2(K_\Gamma - 1)}} \frac{(\eta_T^* \eta_{мех}^*)^{\frac{K_\Gamma}{2(K_\Gamma - 1)}}}{(\sigma_{вх} \sigma_x)^{\frac{1}{2}}}. \quad (5)$$

При значении  $\pi_{к.опт}^*$  (5) мощность УГТУ и КПД достигают максимального значения  $N_e = N_{e\max}$ ,  $\eta_e = \eta_{e\max}$ . Для средней температуры 770 К продуктов сгорания на выходе из базовых ГТД (при входе в турбину УГТУ), температуре за газоохладителем (при входе в компрессор УГТУ) 300 К, коэффициенте избытка воздуха в продуктах сгорания 3,5 и обычных значений КПД лопаточных машин и коэффициентов сохранения полного давления значение оптимальной степени повышения давления УГТУ с измененной последовательностью процессов составляет примерно 3,8, т.е.  $\pi_{к.опт}^* = 3,8$ .

Максимальное значение мощности и механического КПД КУ достигается при оптимальной степени повышения давления  $\pi_{к.опт}^*$  УГТУ:

$$\eta_{еку} = \frac{N_{e0} + N_e}{Q_H^p G_m}, \quad (6)$$

где  $N_{e0}$ ,  $N_e$  — мощности базовой и утилизационной ГТУ;  $Q_H^p$  — низшая теплота сгорания топлива;  $G_m$  — массовый расход топлива.

Неотъемлемой частью УГТУ с измененной последовательностью процессов является газоохладитель (см. рис. 1), в котором рабочее тело охлаждается от температуры  $T_T^*$  за турбиной до  $T_X^*$  за газоохладителем (перед компрессором). При этом тепловая мощность, передаваемая потребителю, составляет

$$Q_w = C_{pr} (T_T^* - T_X^*). \quad (7)$$

Таким образом, в отличие от УПТУ и традиционных УГТУ применение ГТУ с измененной последовательностью процессов обеспечивает, помимо выработки механической энергии, производство теплоты в виде горячей воды, что повышает эффективность использования топлива, которую можно оценить соответствующим коэффициентом

$$K_{и.т} = \frac{N_{e0} + N_e + Q_w}{Q_H^p \cdot G_m}. \quad (8)$$

При этом улучшаются и экологические показатели из-за уменьшения вредных выбросов, в первую очередь, оксидов азота, приходящихся на 1 кВт мощности КУ (дополнительное количество механической энергии и теплота производятся при прежнем количестве сжигаемого топлива). На компрессорных станциях магистральных газопроводов в одном цехе могут располагаться до трех-пяти газоперекачивающих агрегатов. Суммарного количества дополнительно вырабатываемой электрической энергии может быть достаточно для привода одного нагнетателя.

Утилизационные ГТУ с измененной последовательностью процессов характеризуются низкой температурой рабочего тела (400...550 °С) при входе в турбину. Это позволяет выполнить проточную часть (лопатки, диски) турбины неохлаждаемой из недорогих конструкционных материалов. То же самое можно сказать и о газоохладителе (газо-водяной теплообменный аппарат), в который поступают газы из турбины с еще более низкой (на 100...150 °С) температурой. Из-за низкого давления рабочего тела в УГТУ и увеличенных объемных расходах вырастают размеры узлов установки. Поэтому для улучшения технико-экономических показателей установки можно уменьшить степень повышения давления в компрессоре (понижения в турбине) до  $\pi_k^* = 2 \dots 2,5$  по сравнению с его оптимальным значением  $\pi_{к.опт}^*$ .

В случае мощных базовых ГТД газоперекачивающих агрегатов на выбор  $\pi_k^*$  ( $\pi_T^*$ ) также накладываются ограничения, связанные с напряжениями в рабочих лопатках последней ступени турбины УГТУ. При заданном допуске на напряжение на растяжение  $\sigma_{\text{л}}$  в корневом сечении рабочей лопатки последней ступени турбины максимальную частоту вращения ротора  $n_{T_{\text{max}}}$  можно оценить по формуле [6]:

$$\sigma_{\text{л}} = K_{\text{п}} n_{T_{\text{max}}}^2 F_{\text{T}},$$

где  $F_{\text{T}}$  — площадь проходного сечения на выходе из рабочего колеса УГТУ;  $K_{\text{п}}$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от формы пера лопаток.

Если принять максимальную частоту вращения  $n_{T_{\text{max}}}$ , равную частоте вращения электрогенератора ( $n_{\text{T}} = 3000$  об/мин), считать заданными  $\sigma_{\text{л}}$  и  $K_{\text{п}}$ , то можно найти предельное значение площади  $F_{\text{T}}$  за турбиной УГТУ, а следовательно, и предельное значение расхода  $G_{\text{г. пред}}$  рабочего тела.

Учитывая, что расход рабочего тела через базовый ГТД и УГТУ с измененной последовательностью процессов одинаков, можно определить предельную мощность базового ГТД для работы в системе КУ:

$$N_{e_{0\text{пред}}} = N_{e_{0\text{уд}}} G_{\text{г. пред}}.$$

Зависимость предельного расхода рабочего тела через базовую УГТУ можно представить в виде

$$G_{\text{г. пред}} = C \frac{1}{\pi_{\text{T}}^* \left[ 1 - \left( 1 - \pi_{\text{T}}^* \frac{1 - K_{\text{Г}}}{K_{\text{Г}}} \right) \eta_{\text{T}}^* \right]}, \quad (9)$$

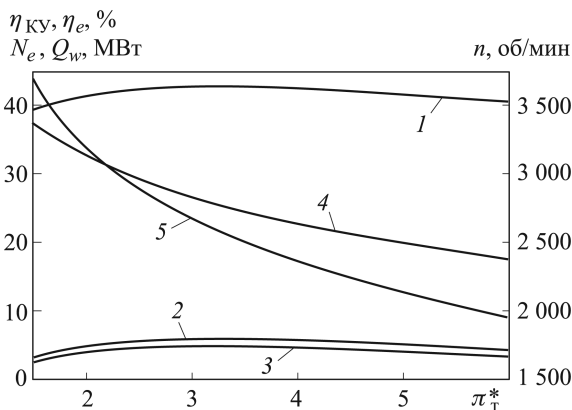
где

$$C = \frac{\sigma_{\text{л}} C_{\text{T}} \varepsilon(\lambda_{\text{T}}) P_{\text{T}0}^*}{n_{\text{T}}^2 K_{\text{п}} R_{\text{Г}} T_{\text{T}0}^*}, \quad (10)$$

$\pi_{\text{T}}^*$ ,  $\eta_{\text{T}}^*$  — степени понижения давления и КПД турбины УГТУ, определенные по заторможенным параметрам;  $C_{\text{T}}$ ,  $\varepsilon(\lambda_{\text{T}})$  — скорость потока и газодинамическая функция плотности за турбиной УГТУ;  $R_{\text{Г}}$  — газовая постоянная продуктов сгорания;  $P_{\text{T}0}^*$ ,  $T_{\text{T}0}^*$  — давление и температура заторможенного потока за турбиной базового ГТД (перед турбиной УГТУ).

Поскольку КПД, коэффициент  $C$  и  $\eta_{\text{T}}^*$  различных УГТУ меняются незначительно, предельное значение расхода рабочего тела  $G_{\text{г. пред}}$  определяется степенью понижения полного давления  $\pi_{\text{T}}^*$  в турбине УГТУ. Расход, найденный по формуле (9), может существенно превышать расход рабочего тела базовой ГТД компрессорной станции. В этом случае для совместной работы в системе КУ можно





**Рис. 2.** Зависимость параметров УГТУ от степени понижения давления в турбине  $\pi_{\tau}^*$  (базовый ГТД мощностью  $N_{e0} = 25$  МВт, КПД  $\eta_{e0} = 35,9\%$ , температура перед  $T_{10}^*$  и за  $T_{10}^*$  турбиной соответственно 1453 К и 733 К, расход  $G_{10} = 96,5$  кг/с):

1 — КПД КУ,  $\eta_{КУ}, \%$ ; 2 — КПД УГТУ,  $\eta_e, \%$ ; 3 — мощность УГТУ,  $N_e, \text{МВт}$ ; 4 — тепловая мощность газоохладителя УГТУ,  $Q_w, \text{МВт}$ ; 5 — частота вращения ротора УГТУ,  $n, \text{об/мин}$

объединить несколько базовых ГТД и одну УГТУ с измененной последовательностью процессов.

Результаты численных исследований УГТУ с измененной последовательностью процессов представлены на рис. 2. В качестве базового ГТД выбрана современная установка НК-36СТ мощностью 25 МВт со следующими параметрами: температура газа  $T_{10}^* = 1453$  К и  $T_{10}^* = 733$  К перед и за турбиной; степень повышения давления  $\pi_{к0}^* = 22$ ; расход воздуха  $G_0 = 96,5$  кг/с; КПД  $\eta_{e0} = 35,9\%$ . Низкая температура газа за турбиной ГТД при входе в УГТУ определяется высокой степенью понижения давления. Расчетная оптимальная степень повышения давления в цикле УГТУ составила  $\pi_{к}^* = 3,4$ . Однако в этом случае максимальная частота вращения ротора, определяемая прочностью лопаток, не превысила 2550 об/мин вместо необходимых 3000 об/мин. Степень повышения давления в цикле УГТУ была понижена до значения  $\pi_{к}^* = 2,3$ , при которой возможна работа турбины УГТУ с частотой  $n_{\tau} = 3000$  об/мин. Мощность УГТУ с измененной последовательностью процессов составила  $N_e = 4,2$  МВт, а КПД КУ повысился до  $\eta_{eКУ} = 41,8\%$  вместо 35,9% у базового ГТД, т.е. в результате утилизации теплоты мощность и КПД возросли на  $\sim 17\%$  по сравнению с базовой установкой.

Эффективность применения УГТУ зависит от температуры продуктов сгорания за базовым ГТД. При более высокой температуре выходящих газов, чем у НК-36СТ, и меньшей мощности возможно увеличение до 2,5... 3,5 степени повышения давления в УГТУ и, следовательно, более значительное, до 20... 25% повышение мощности

комбинированной установки по сравнению с базовой. Например, утилизация теплоты на компрессорных станциях, оборудованных двигателями НК-14СТ10 мощностью 10,6 МВт с температурой газа за турбиной 790 К позволяет получить дополнительно 2,3 МВт электрической мощности при степени понижения давления в турбине УГТУ  $\pi_T^* = 2,5$ , что составляет 21 % мощности базового двигателя.

Базовая установка ГТНР-16 мощностью 16 МВт, выполненная по регенеративной схеме, имеет худшие показатели из-за низкой температуры выходящих газов, равной 596 К. Коэффициент использования топлива в КУ с учетом подогретой в газоохладителе УГТУ воды достигает значения 0,8...0,85 в зависимости от параметров базовых ГТД.

Таким образом, утилизация теплоты выхлопных газов ГТД компрессорных станций магистральных газопроводов обеспечивает дополнительное (от 18 % до 25 %) производство электрической энергии в зависимости от мощности и параметров базовых ГТД, увеличение до 0,8...0,85 коэффициента использования топлива с учетом теплоты подогреваемой воды, снижение содержания вредных компонентов в продуктах сгорания примерно на 20 %, приходящихся на 1 кВт·ч вырабатываемой механической энергии. Дополнительные капитальные вложения, отнесенные к 1 кВт мощности, при использовании УГТУ с измененной последовательностью процессов, состоящей из одно- или двухступенчатой неохлаждаемой турбины, трех- или четырехступенчатого осевого компрессора и низкотемпературного газоохладителя, меньше чем у базового современного ГТД компрессорной станции.

**Выводы.** 1. Применение ГТУ с измененной последовательностью процессов для утилизации теплоты компрессорных станций не приводит к увеличению сопротивления на выходе из базовых ГТД и снижению их мощности.

2. Комбинированные газо-газовые установки, включающие в себя базовый ГТД и УГТУ с измененной последовательностью процессов, имеют на 15...25 % большую механическую мощность и КПД по сравнению с базовым ГТД, коэффициент использования топлива 0,8...0,85 с учетом подогреваемой в газоохладителе УГТУ горячей воды, пониженное содержание вредных компонентов в продуктах сгорания (на 15...25 %) приходящихся на 1 кВт мощности КУ.

3. Степень понижения давления в турбине УГТУ с измененной последовательностью процессов составляет  $\pi_T^* = 2,2...3,4$ , что меньше оптимальных значений. Параметр  $\pi_T^*$  определяется прочностью лопаток последней ступени турбины УГТУ и требованиями к массогабаритным характеристикам утилизационной установки. С увеличением мощности базового ГТД значения  $\pi_T^*$  уменьшаются.

## ЛИТЕРАТУРА

1. 5000 МВт электроэнергии на ветер // Электронный журнал энергосервисной компании “Экологические системы”. 2009. № 5. [http://www.escoecosys.narod.ru/2009\\_5/art190.htm](http://www.escoecosys.narod.ru/2009_5/art190.htm) (дата обращения 13.01.13).
2. Официальный сайт Калужского турбинного завода: <http://ktz.kaluga.ru/oil-gas/table02.htm> (дата обращения 13.01.13).
3. Recovering Energy from GT-powered Compressor Stations // Журнал @Diesel and Gas Turbine Worldwide. 2008. № 5. С. 16–19.
4. Осипов М.И., Тумашев Р.З., Моляков В.Д. ГТУ малой мощности на топливных газах низкого давления с измененной очередностью процессов термодинамического цикла // Труды Междунар. науч.-практич. конф. “Малая энергетика-2003”. Обнинск, 2003. С. 340–343.
5. Осипов М.И., Тумашев Р.З., Моляков В.Д. Усовершенствование ГТУ малой мощности при использовании топливных газов низкого давления // Труды Междунар. науч.-практич. конф. “Малая энергетика-2004”. Москва, 2004. С. 113–116.
6. Турбомашини и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок / В.С. Бекнев, В.Е. Михальцев, А.Б. Шабаров, Р.А. Янсон. М.: Машиностроение, 1983. 392 с.

## REFERENCES

- [1] 5000 MVt elektroenergii na veter [5000 MW of electricity with the wind], *Electronic J. of Energy Service Company “Ecological systems”*, 2009, no. 5. Available at: [http://www.escoecosys.narod.ru/2009\\_5/art190.htm](http://www.escoecosys.narod.ru/2009_5/art190.htm) (accessed 13.01.13).
- [2] Official Site of Kaluga Turbine Works (in Russ.). Available at: <http://ktz.kaluga.ru/oilgas/table02.htm> (accessed 13.01.13).
- [3] Recovering Energy from GT-powered Compressor Stations. *@Diesel and Gas Turbine Worldwide*, 2008, no. 5, pp. 16–19.
- [4] Osipov M.I., Tumashev R.Z., Moliakov V.D. Low power gas-turbine unit using low pressure fuel gas with modified sequence of thermodynamic cycle processes. *Tr. Mezhdunar. nauch.-praktich. konf. “Malaja energetika-2003”*. [Proc. Res. and Training Conf. “Small-Scale Power Generation–2003”]. Obninsk, 2003, pp. 340–343 (in Russ.).
- [5] Osipov M.I., Tumashev R.Z., Moliakov V.D. Improvement of low power gas-turbine using low pressure fuel gases. *Tr. Mezhdunar. nauch.-praktich. konf. “Malaja energetika–2004”*. [Proc. Res. & Training Conf. “Small-Scale Power Generation–2004”]. Obninsk, 2004, pp. 113–116 (in Russ.).
- [6] Beknev V.S., Mikhal'tsev V.E., Shabarov A.B., Ianson R.A. Turbomashiny i MGD-generatory gazoturbinnykh i kombinirovannykh ustanovok [Turbo-machines and MHD-generators of gas-turbine and combined units]. Moscow, Mashinostroiye Publ., 1983. 392 p.

Статья поступила в редакцию 13.02.2013

Рамиль Зарифович Тумашев — канд. техн. наук, доцент кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 160 научных работ в области теории и проектирования компрессоров газотурбинных и комбинированных энергоустановок.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

R.Z. Tumashev — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Gas-turbine and Nontraditional Power Plants” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 160 publications in the field of theory and design of compressors for gas-turbine and combined power plants.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Валерий Дмитриевич Моляков — канд. техн. наук, доцент кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 160 научных работ в области теории, проектирования турбин, газотурбинных и комбинированных энергоустановок и их характеристик.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

V.D. Molyakov — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Gas-Turbine and Non-traditional Power Plants” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 160 publications in the field of theory and design of turbines, gas-turbine and combined power plants and their characteristics.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Юрий Львович Лаврентьев — выпускник МГТУ им. Н.Э. Баумана, специалист по газотурбинным и паротурбинным установкам и двигателям.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Yu.L. Lavrent'ev — a graduate of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of gas-turbine and steam-turbine plants and engines.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.