

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-47-58

Применение воздушных турбинных теплоутилизирующих установок для модернизации газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом

Э.А. Манушин, А.И. Мельников

МГТУ им. Н.Э. Баумана

The Use of Air Turbine Heat Recovery Units for the Modernization of Gas Pumping Units with Gas Turbine Drive

E.A. Manushin, A.I. Melnikov

Bauman Moscow State Technical University

Повышение топливной экономичности и улучшение экологических показателей газотурбинных установок (ГТУ), используемых для привода нагнетателей газоперекачивающих агрегатов, является одной из актуальных задач совершенствования системы транспорта природного газа. В связи с этим устаревшие ГТУ с низкими коэффициентами полезного действия заменяют установками нового поколения, в том числе и регенеративного цикла. Однако это требует значительных капитальных затрат, вследствие чего исследуются возможности модернизации эксплуатируемых установок. Значительная доля энергии газа, сжигаемого в действующих приводных ГТУ, теряется в виде теплоты отработавших продуктов сгорания, имеющих температуру не ниже 670 К. Для утилизации теплоты отработавших продуктов сгорания предложено дополнить основную ГТУ воздушной турбинной установкой (ВТУ), простой по конструкции и недорогой по затратам на изготовление. Эта известная идея пока не нашла практического использования, поэтому не существует никаких рекомендаций по применению такой комбинированной установки в качестве привода нагнетателей природного газа. Показано, что для обеспечения возможности модернизации приводных ГТУ при минимальных затратах целесообразно использовать кинематически независимую от них ВТУ, мощность которой задействована для покрытия собственных нужд компрессорной станции и других целей. В результате расчета установлено, что при равных условиях комбинированная установка уступает ГТУ регенеративного цикла по коэффициенту полезного действия, однако обеспечивает значительно более плавное протекание зависимости этого параметра от режима работы, что имеет важное значение для газоперекачивающего агрегата. Оценены перспективы применения ВТУ для модернизации приводных ГТУ. Отмечено, что, помимо получения дополнительной мощности, использование ВТУ позволяет снизить температуру уходящих газов и массовую концентрацию вредных выбросов.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, газотурбинная установка, воздушная турбинная установка, утилизация теплоты, оптимальные параметры ГТУ-ВТУ, экологические показатели

One of the urgent tasks of further developing natural gas transportation systems is the need to increase fuel efficiency and to improve environmental performance of the gas turbine units (GTU) that are used to drive superchargers of gas pumping units. Outdated GTUs

with low efficiency are being replaced by units of a new generation, including those of the regenerative cycle. However, this requires significant capital expenditures, thus, the possibilities of upgrading the existing units are also being investigated. A significant proportion of the energy generated by the gas combusted in driven GTUs is lost in the form of heat of the exhaust combustion products. These gases have a temperature not lower than 670 K. To utilize the heat of the exhaust combustion products, it is proposed to compliment the main GTU by an air turbine heat recovery unit (ATU) that is simple in design and inexpensive in production. This well-known idea has not yet been realized in practice, thus there are no recommendations on the use of a GTU-ATU as a drive for natural gas superchargers. It is shown that to ensure the possibility of upgrading drive gas turbines at a minimum cost, it is advisable to use an ATU that is kinematically independent of the GTU. The ATU's power is used to cover the own needs of the compressor station and other purposes. The calculations show that under equal conditions, the combined GTU-ATU is inferior in efficiency to the GTU of the regenerative cycle. However, it provides a much smoother flow of the efficiency parameter depending on the operation mode, which is important for gas pumping units. The potential of using the ATU for the modernization of drive GTUs is estimated. It is noted that in addition to generating additional power, the use of ATU's can decrease the flue gas temperature and the mass concentration of harmful emissions.

Keywords: gas pumping unit, gas turbine unit, air turbine, heat recovery, optimal parameters of GTU-ATU, environmental indicators

Газотурбинные установки (ГТУ), широко применяемые на магистральных газопроводах, служат для привода центробежных нагнетателей природного газа на газоперекачивающих компрессорных станциях (КС). Нагнетатель вместе с ГТУ составляет газоперекачивающий агрегат (ГПА).

Согласно данным ПАО «Газпром», по состоянию на конец 2018 г. газотранспортная система России включала 254 КС, где было установлено 3812 ГПА общей мощностью 47,1 тыс. МВт, большая часть которых имеет газотурбинный привод. При этом парк ГПА расширяется, только в 2018 г. введено в эксплуатацию 11 ГПА суммарной мощностью 79,5 МВт [1].

Топливом для ГТУ в составе ГПА служит перекачиваемый ценный природный газ. Расход топливного газа в ГПА составляет 80...90 % суммы эксплуатационных затрат на обслуживание таких агрегатов [2]. К тому же наблюдается рост этого расхода, поэтому одной из важных задач дальнейшего совершенствования системы транспорта природного газа является повышение топливной экономичности ГТУ.

Кроме того, значительная доля газотурбинного парка физически и морально устарела (23,4 % ГТУ имеют наработку более 100 тыс. ч и 25,2 % — 70...100 тыс. ч при нормативном сроке общего ресурса ГПА 100 тыс. ч или 11,4 г.). Это значительно снижает функциональные возможности парка в ближайшей пер-

спективе и требует срочной модернизации компрессорных станций [3].

Для решения указанной проблемы устаревшие ГТУ с низкими коэффициентами полезного действия (КПД) заменяют установками нового поколения с более высокими параметрами рабочего тела и КПД (в основном создаваемыми на базе авиационных двигателей). При этом разрабатываются методы дальнейшего повышения надежности ГПА и рассматриваются возможности термодинамического совершенствования ГТУ для ГПА.

Вследствие сравнительно низких КПД установок, работающих на компрессорных станциях, значительная доля (60...70 % [4]) энергии сжигаемого в них природного газа теряется в виде теплоты отработавших продуктов сгорания, температура которых в большинстве случаев превышает 670 К [5]. Утилизация такого теплового потенциала позволяет уменьшить затраты на топливо.

Эффективное использование теплоты уходящих газов можно организовать двумя способами. Первый заключается в применении комбинированных газопаровых установок (ГПУ), где теплота отработавших в ГТУ продуктов сгорания утилизируется в парогенераторе, установленном на выхлопе газовой турбины. Получаемый пар совершает работу в паровой турбине, мощность которой используется вместе с мощностью ГТУ для привода потребителей или обеспечения их теплом. Такие комби-

нированные установки получили широкое распространение в качестве мощных энергоустановок на электростанциях и главных двигателях на судах и кораблях. Их КПД достигает 53...58 % [6]. Однако по ряду причин эти установки мало пригодны для ГПА.

Второй способ утилизации теплоты уходящих газов состоит в применении ГТУ регенеративного цикла. Они лишены недостатков ГПУ, поскольку в них теплота отработавших продуктов сгорания используется для подогрева единственного рабочего тела — воздуха, сжатого в компрессоре и поступающего далее в камеру сгорания. Передача теплоты от отработавших продуктов сгорания сжатому воздуху осуществляется в регенераторе, установленном за газовой турбиной.

Второй способ позволяет значительно повысить КПД ГТУ. Однако при этом нарушается прямоточность установки из-за необходимости введения воздушных трубопроводов за компрессором и регенератором, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям в установке. К тому же регенерация конструктивно трудно осуществима в широко распространенных ГТУ на базе авиадвигателей (эксплуатируется 1271 агрегат с приводом авиационного типа, т. е. 32 % общего количества ГПА) [1].

Проблема может быть решена дополнением основной ГТУ воздушной турбинной теплоутилизующей установкой (ВТУ). Идея применения ВТУ в наземных установках для механического привода нагнетателей природного газа или электрогенераторов изложена в патенте изобретателей из ОАО «Авиадвигатель» (г. Пермь) [7], использовавших в качестве прототипа патент США [8].

Кроме того, показана целесообразность применения подобных установок в энергомашиностроении [9]. Газотурбинная установка с ВТУ (далее ГТУ-ВТУ) требует значительно меньших капитальных затрат, чем ГПУ, и обладает более высокой автономностью. Использование ВТУ, простых по конструкции и недорогих по затратам на изготовление, может облегчить задачу реконструкции ГПА с ГТУ авиационного типа.

Серийного производства ГТУ-ВТУ не существует, имеются лишь выполненные в России проекты ГТУ ПС-27 и ГТУ ПС-30 с КПД, равным 45 % [10]. Эти проекты созданы по иной схеме, чем ГТУ-ВТУ: в них отсутствует дополнительный воздушный компрессор.

В работе [11] упоминается техническое предложение о разработке приводной газотурбинной установки ГТУ-30ПС номинальной мощностью 30,7 МВт с КПД 44 %, в которой использован теплоутилизующий контур. Это предложение предполагается реализовать в схеме двухконтурного газотурбинного двигателя с теплообменником-рекуператором в наружном контуре, но оно неприменимо для модернизации действующих установок.

В статьях [10, 12] отмечено, что схема с ВТУ реализована в России в металле (ГТУ ГТ-050М), и КПД энергоустановки составляет примерно 48 %. На самом деле, как показано в работе [6], такая установка рассматривается лишь в связи с проектом энергетической установки ГТЭ-050М мощностью 45,5 МВт для газотурбинной электростанции.

Недостатками этого проекта являются: 1) высокие начальная температура газа (1580 К) и степень повышения давления газа (23,3), в то время как регенеративные установки оказываются достаточно эффективными при существенно более низких параметрах, что, в свою очередь, обуславливает меньшие затраты на изготовление и большую надежность в эксплуатации; 2) слишком высокие заявленные КПД узлов, несоответствующие возможностям отечественных производителей ГТУ; 3) работа на электрогенератор, что приводит к необходимости конструирования силовой турбины ГТУ и воздушной турбины ВТУ, которые расположены на одном валу, с одинаковой для обеих турбин и малой для ГТУ частотой вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, что затрудняет получение высоких КПД обеих турбин.

В патенте [9] предложена схема установки, включающая в себя ГТУ и ВТУ, предназначенная преимущественно для привода электрогенераторов в безредукторных энергетических ГТУ. Работа на электрогенератор при частоте вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ накладывает ряд существенных ограничений на параметры ГТУ и ее узлов. В патентах [7, 9] основное внимание уделено особенностям выбора диапазона соотношений площадей проточной части основных узлов приводных ГТУ и, как следствие, определению оптимальных условий передачи максимального количества теплоты от выхлопных газов на выходе из газовой силовой турбины в газоздушном теплообменнике к воздуху на входе в воздушную силовую турбину для получения максимальной мощности и КПД уста-

новки при минимальных габаритных размерах и стоимости газоздушного теплообменника.

Статья [13] в основном посвящена выбору параметров только одной части комбинированной установки — ВТУ и их влиянию на параметры всей установки. Каких-либо практических рекомендаций по применению ГТУ-ВТУ в качестве привода нагнетателей природного газа в них не дано.

Цель работы — оценка перспектив использования ВТУ для модернизации приводных ГТУ с точки зрения повышения их эффективности и улучшения экологических показателей.

Основные конструктивные особенности ГТУ-ВТУ. Основным отличием ГТУ-ВТУ (рис. 1, а) от ГТУ регенеративного цикла (рис. 1, б) является наличие двух силовых блоков. Первый — основной, представляющий собой ГТУ простого цикла, включает в себя газогенератор (т. е. турбину высокого давления (ТВД) и приводимый ею компрессор) и силовую турбину — турбину низкого давления (ТНД).

Второй силовой блок — ВТУ, где рабочим телом турбины является воздух, нагретый в теплообменном аппарате (ТА) продуктами сгорания, уходящими из основного блока. При этом возможны два варианта отбора мощности с валов ГТУ и ВТУ: либо отдельно с каждого из них (как показано на рис. 1, а), либо при установке силовой газовой турбины и воздушной турбины (ВТ) с дополнительным компрессором ВТУ (КВТ) на общем валу.

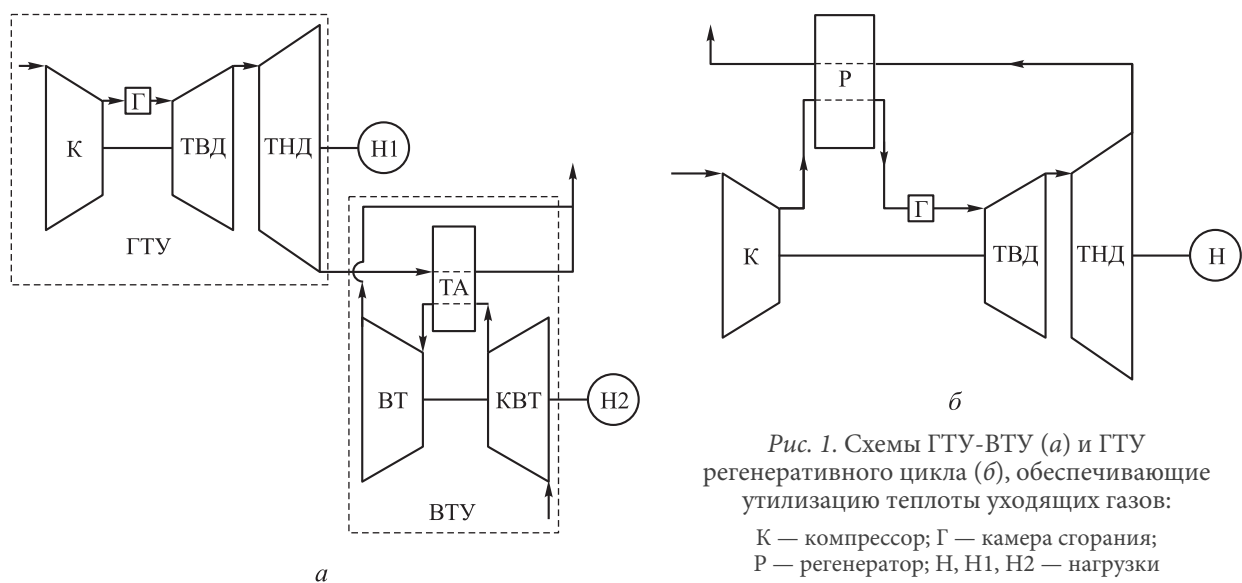
В первом случае обеспечивается большая автономность работы всех агрегатов, включая по-

ребителей мощности Н1 и Н2, упрощается их регулирование в режиме частичной мощности. Во втором случае усложняется конструкция и компоновка узлов ГТУ-ВТУ, требуется капитальная перестройка исходного ГПА, поэтому второй вариант нецелесообразно применять для модернизации приводных ГТУ.

В дальнейших расчетах примем конструктивную схему установки, показанную на рис. 1, а, где ТНД ГТУ приводит вал нагнетателя, а кинематически независимая ВТУ работает на другого потребителя мощности, например, на электрогенератор. При этом под полезной мощностью ГТУ-ВТУ будем понимать сумму полезных мощностей ГТУ и ВТУ, вследствие чего результаты расчетов будут справедливыми и для конструктивной схемы, в которой ГТУ и ВТУ передают мощности нагнетателю через общий вал.

ГТУ следует принять двухвальной со свободной ТНД, поскольку такая конструктивная схема характерна для большинства современных установок ГПА, в том числе для ГТУ, созданных на базе авиационных двигателей. ВТУ выполнена одновальной. Воздух за КВТ нагревается в ТА и совершает работу ВТ, после чего поступает в отводящую магистраль, где смешивается с отработавшими и охлажденными в ТА продуктами сгорания из ГТУ.

Для оценки перспектив применения ВТУ на магистральных трубопроводах проведем исследование зависимости эффективности ГТУ-ВТУ (см. рис. 1, а) от основных параметров ГТУ и ВТУ, а также выполним сравнение комбинированной установки с ГТУ простого цикла



(схема которой не показана) и ГТУ регенеративного цикла (см. рис. 1, б).

Исходные данные для расчетов. Общие исходные данные: температура перед компрессорами $T_a^* = 288$ К; давление газа перед компрессорами $p_a^* = 0,1013$ МПа; газовая постоянная воздуха $R_B = 287$ Дж/(кг·К); газовая постоянная продуктов сгорания $R_T = 289$ Дж/(кг·К); постоянная адиабаты воздуха (первое приближение) $k_B = 1,4$; постоянная адиабаты газа (первое приближение) $k_T = 1,3$; низшая теплота сгорания топлива (саратовского природного газа) $Q_H^P = 46,9$ МДж/кг; стехиометрический коэффициент $l_0 = 16,34$.

Параметры ГТУ: политропный КПД компрессора $\eta_{к.п}^* = 0,90$; политропный КПД турбин $\eta_{т.п}^* = 0,90$; коэффициент полноты сгорания $\eta_T = 0,99$; коэффициент полного давления на входе в ГТУ $\sigma_{вх} = 0,99$; коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания $\sigma_T = 0,97$; коэффициент сохранения полного давления на выходе из ГТУ $\sigma_{вых} = 0,99$; механический КПД ГТУ $\eta_M = 0,99$; отбор воздуха на охлаждение $g_{охл} = 0,005; 0,025$ и $0,05$ для температур газа за камерой сгорания $T_T^* = 1200; 1300$ и 1400 К соответственно; утечки воздуха в компрессоре ГТУ $g_{ут} = 0,008$; возврат воздуха в ТНД $g_{в.в} = 0,004; 0,02$ и $0,04$ для $T_T^* = 1200; 1300$ и 1400 К соответственно.

Параметры регенератора: коэффициент сохранения полного давления в воздушном тракте $\sigma_{в.р} = 0,95$; коэффициент сохранения полного давления в газовом тракте $\sigma_{г.р} = 0,95$; степень регенерации $\sigma_p = 0,85$. Параметры регенератора выбраны на основании анализа параметров производимых в настоящее время изделий [14]. Для обеспечения адекватности сравнения установок конструкция и размеры ТА и регенератора приняты одинаковыми. Параметры ТА рассчитаны с учетом этого условия.

Параметры ВТУ: политропный КПД компрессора ВТУ $\eta_{к.п.ВТ}^* = 0,89$; политропный КПД ВТ $\eta_{п.ВТ}^* = 0,90$; коэффициент полного давления на входе в ВТУ $\sigma_{вх.в.у} = 0,98$; коэффициент сохранения полного давления на выходе из ВТУ $\sigma_{вых.в.у} = 0,99$; механический КПД ВТУ $\eta_{м.в.у} = 0,99$; утечки воздуха в КВТ $g_{ут.в.у} = 0,005$.

Особенности расчета ГТУ-ВТУ. Для комбинированной установки следует проводить расчет ГТУ и ВТУ. Принципиально расчет ВТУ не отличается

от такового для обычной ГТУ. Основное различие заключается в определении температуры рабочего тела перед турбиной. Для ГТУ температура газа перед ТВД известна, так как является независимой переменной. Для ВТУ температура воздуха перед ВТ (за ТА) определяется через степень регенерации ТА $\sigma_{ТА}$ по формуле

$$T_{ВТА}^* = T_{КВТ}^* + \sigma_{ТА} (T_{ТНД}^* - T_{КВТ}^*),$$

где $T_{КВТ}^*$ — температура воздуха за КВТ; $T_{ТНД}^*$ — температура газа за ТНД.

Для расчета ВТУ также необходимо вычислить расход воздуха на входе в КВТ. Введем понятие параметра отношения расходов теплоносителей в ТА, равное отношению расхода воздуха за компрессором ВТУ $G_{ВКВТ}$ к расходу газа на выходе из ТНД ГТУ $G_{ТНД}$:

$$\gamma = \frac{G_{ВКВТ}}{G_{ТНД}} = G_{в.у} \frac{1 - g_{ут.в.у}}{G_{ВГТУ} g_{ТНД}},$$

где $G_{в.у}$ — расход воздуха на входе в ВТУ; $G_{ВГТУ}$ — расход воздуха на входе в компрессор газогенератора ГТУ; $g_{ТНД}$ — удельный расход газа через ТНД, $g_{ТНД} = (1 + g_T)(1 - g_{ут} - g_{охл}) + g_{в.в}$ (g_T — удельный массовый расход топлива).

Тогда расход воздуха на входе в ВТУ

$$G_{в.у} = \gamma G_{ВГТУ} \frac{(1 + g_T)(1 - g_{ут} - g_{охл}) + g_{в.в}}{1 - g_{ут.в.у}}.$$

Мощность ВТУ

$$N_{в.у} = N_{в.у.уд} G_{в.у},$$

где $N_{в.у.уд}$ — удельная полезная мощность ВТУ, $N_{в.у.уд} = [L_{ВТ}(1 - g_{ут.в.у}) - L_{КВТ}] \eta_{м.в.у}$ ($L_{ВТ}$ и $L_{КВТ}$ — удельные работы ВТ и КВТ).

Мощность ГТУ

$$N_{ГТУ} = N_{удГТУ} G_{ВГТУ},$$

где $N_{удГТУ}$ — удельная полезная мощность ГТУ, $N_{удГТУ} = L_{ТНД} g_{ТНД} \eta_M$ ($L_{ТНД}$ — удельная работа ТНД).

Полезная мощность ГТУ-ВТУ

$$\begin{aligned} N_{eу} &= N_{ГТУ} + N_{в.у} = N_{удГТУ} G_{ВГТУ} + N_{в.у.уд} G_{в.у} = \\ &= N_{удГТУ} G_{ВГТУ} + \frac{N_{в.у.уд} \gamma G_{ВГТУ} g_{ТНД}}{1 - g_{ут.в.у}}. \end{aligned}$$

Отсюда

$$G_{ВГТУ} = \frac{N_{eу}}{N_{удГТУ} + \frac{N_{в.у.уд} \gamma g_{ТНД}}{1 - g_{ут.в.у}}}.$$

Аналогично

$$G_{в.у} = \frac{N_{еу}}{N_{ГТУуд}(1 - g_{ут.в.у}) / (\gamma g_{ТНД}) + N_{в.у.уд}}$$

Эффективный удельный расход топлива

$$c_{еу} = \frac{G_{Г}}{N_{еу}} = \frac{g_{Г} G_{вГТУ} (1 - g_{ут} - g_{охл})}{N_{удГТУ} G_{вГТУ} + N_{в.у.уд} \frac{\gamma G_{вГТУ} g_{ТНД}}{1 - g_{ут.в.у}}} =$$

$$= \frac{g_{Г} (1 - g_{ут} - g_{охл})}{N_{удГТУ} + N_{в.у.уд} \gamma g_{ТНД} / (1 - g_{ут.в.у})},$$

где $G_{Г}$ — массовый расход топлива.

Эффективный КПД комбинированной установки

$$\eta_{еу} = \frac{3600 N_{еу}}{G_{Г} Q_{н}^p} = \frac{3600}{c_{еу} Q_{н}^p}.$$

В результате расчета получены зависимости основных параметров установки (КПД, расхода рабочего тела и др.) от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ $\pi_{к}^*$, температуры газа перед ТВД $T_{Г}^*$, полезной мощности установки $N_{еу}$, степени повышения давления газа в КВТ $\pi_{КВТ}^*$ и отношения расходов γ .

Определение оптимальных параметров ГТУ-ВТУ. Выберем номинальную мощность ГТУ $N_{е} = 16$ МВт. Установки такого класса мощности составляют основу парка ГПА ПАО «Газпром» [15]. Для заданных исходных данных

определим оптимальные параметры ГТУ-ВТУ при трех значениях температуры газа перед ТВД, характерных для находящихся в эксплуатации ГПА: $T_{Г}^* = 1200; 1300$ и 1400 К.

В первом приближении примем оптимальные значения степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ $\pi_{к}^* \approx 10; 15$ и 20 , одновременно обеспечивающие высокие КПД и малые расходы воздуха в ГТУ простого цикла для $T_{Г}^* = 1200; 1300$ и 1400 К соответственно.

Для принятых значений $\pi_{к}^*$ и $\gamma = 1$ определим оптимальные значения $\pi_{КВТ}^*$, при которых достигается максимальная эффективность ГТУ-ВТУ. Зависимости эффективного КПД ГТУ-ВТУ $\eta_{еу}$ от степени повышения давления газа в КВТ $\pi_{КВТ}^*$ приведены на рис. 2, а.

Как видно из рис. 2, а, для всех рассмотренных случаев максимальное значение эффективного КПД комбинированной установки достигается при $\pi_{КВТ}^* \approx 3,5$. В диапазоне $\pi_{КВТ}^* = 3...4$ КПД установки изменяется слабо, поэтому для обеспечения минимального числа ступеней в КВТ при дальнейших расчетах принято $\pi_{КВТ}^* = 3$.

Чтобы исследовать влияние отношения расходов теплоносителей γ на параметры ГТУ-ВТУ, необходимо задаться конкретной конструкцией ТА, так как при фиксированных массогабаритных показателях ТА степень регенерации и гидравлические потери в ТА будут зависеть от γ . В связи с этим примем конструкцию ТА противоточной схемы с пластинчато-ребристыми поверхностями теплообмена типа ПЛР-2 [16]. Размеры ТА определим, как и для

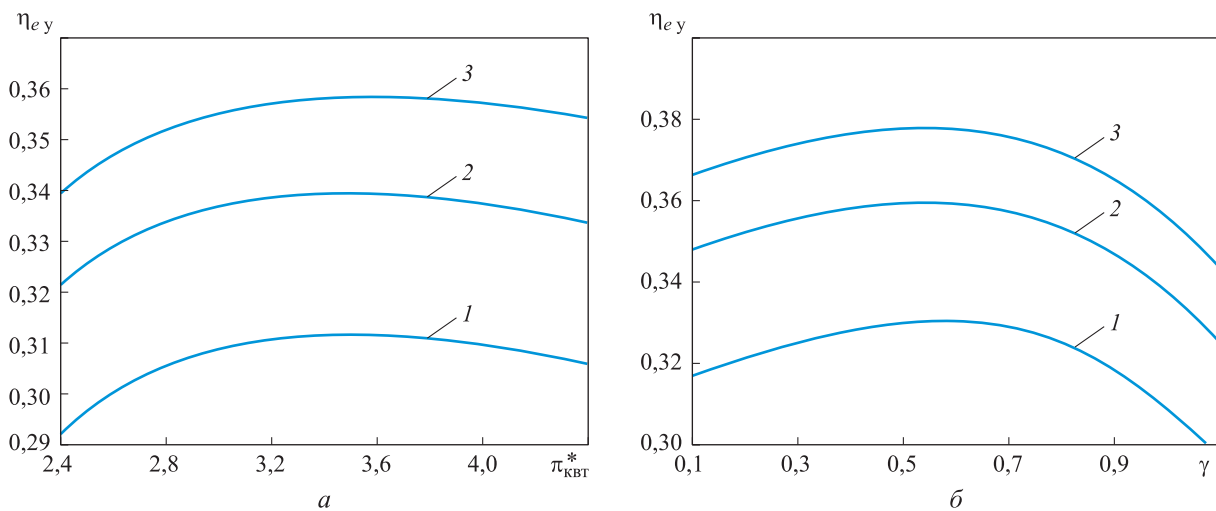


Рис. 2. Зависимости эффективного КПД ГТУ-ВТУ $\eta_{еу}$ от степени повышения давления газа в КВТ $\pi_{КВТ}^*$ (а) и отношения расходов теплоносителей γ (б) при различных значениях температуры газа перед ТВД и степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ:

1 — $T_{Г}^* = 1200$ К, $\pi_{к}^* = 10$; 2 — $T_{Г}^* = 1300$ К, $\pi_{к}^* = 15$; 3 — $T_{Г}^* = 1400$ К, $\pi_{к}^* = 20$

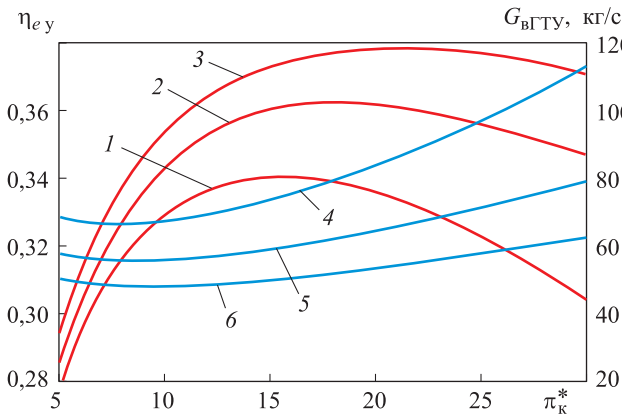


Рис. 3. Зависимость эффективных КПД η_y (1-3) и расхода воздуха в компрессоре газогенератора ГТУ $G_{вГТУ}$ (4-6) от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* при различных значениях температуры газа перед ТВД:

1, 4 — $T_g^* = 1200$ К; 2, 5 — $T_g^* = 1300$ К; 3, 6 — $T_g^* = 1400$ К

регенератора ГТУ регенеративного цикла той же мощности при тех же значениях T_g^* .

Расчетные зависимости КПД комбинированной установки η_y от отношения расходов теплоносителей γ приведены на рис. 2, б, где видно, что оптимальное значение $\gamma \approx 0,5 \dots 0,6$.

При возрастании γ повышается массовый расход рабочего тела в ВТУ, вместе с тем снижается степень регенерации и увеличиваются гидравлические потери в воздушном тракте ТА. Это приводит к тому, что оптимальные значения γ для ТА комбинированной установки оказываются меньше характерных для регенераторов ГТУ регенеративного цикла.

На основании полученных результатов далее при расчете ГТУ-ВТУ примем $\gamma = 0,5$. При этом температурам $T_g^* = 1200; 1300$ и 1400 К будут соответствовать следующие параметры ТА: степень регенерации $\sigma_{ТА} = 0,993; 0,989$ и $0,984$;

коэффициент сохранения полного давления в воздушном тракте $\sigma_{вТА} = 0,959; 0,959$ и $0,958$; коэффициент сохранения полного давления в газовом тракте $\sigma_{гТА} = 0,974; 0,975$ и $0,976$.

Следует отметить, что оптимальное значение γ справедливо лишь для выбранной конкретной конструкции ТА. В общем случае оно зависит от геометрических параметров ТА: типа поверхностей теплообмена, размеров матрицы ТА, конструкции подводящих и отводящих патрубков.

Оптимальные степени повышения давления в компрессоре ГТУ π_k^* и соответствующие расходы воздуха в компрессоре газогенератора ГТУ $G_{вГТУ}$ для рассматриваемых вариантов определяются по расчетным кривым, приведенным на рис. 3.

При выборе оптимального значения π_k^* в ГТУ-ВТУ необходимо учитывать, что температура газов на выходе из ТНД не должна превышать допустимого предела по условиям термочечности конструкции ТА. Для регенераторов отечественных ГТУ (например, ГТ-750-6, ГТК-10) этот предел составляет в среднем 840 К. При этом рабочая температура их теплообменных поверхностей равна примерно 790 К.

Расчетные зависимости температуры газа за ТНД $T_{ТНД}^*$ от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* (рис. 4) для трех рассматриваемых случаев показывают, что при $T_g^* = 1200$ К необходимо выбирать $\pi_k^* \geq 7$, при $T_g^* = 1300$ К — $\pi_k^* \geq 9$, а при $T_g^* = 1400$ К — $\pi_k^* \geq 13$.

Если ГТУ-ВТУ выполнена по схеме с раздельными валами и нагрузками, как показано на рис. 1, а, то необходимо учитывать соотношение полезных мощностей ГТУ и ВТУ. На рис. 5 приведены зависимости относительной

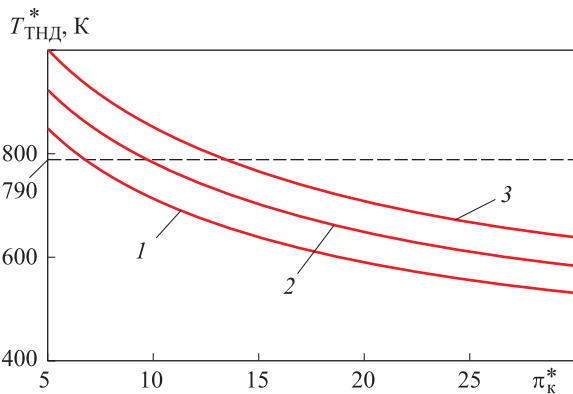


Рис. 4. Зависимость температуры газа за ТНД $T_{ТНД}^*$ от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* при температуре газа перед ТВД $T_g^* = 1200$ (1), 1300 (2) и 1400 К (3)

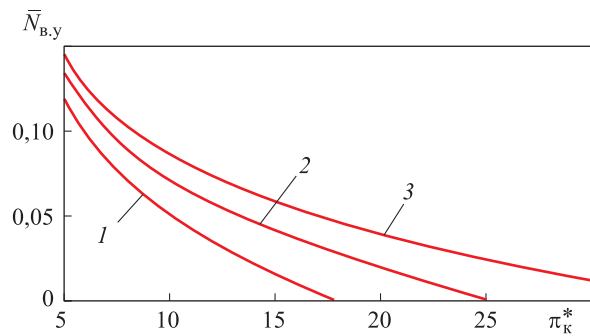


Рис. 5. Зависимость относительной мощности ВТУ $\bar{N}_{в,у}$ от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* при температуре газа перед ТВД $T_g^* = 1200$ (1), 1300 (2) и 1400 К (3)

мощности ВТУ $\bar{N}_{в.у}$ от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* , где $\bar{N}_{в.у} = N_{в.у}/N_e$.

Из рис. 5 следует, что с увеличением π_k^* убывает доля мощности, вырабатываемой ВТУ. При высоких значениях π_k^* применение ВТУ является невозможным, поскольку из-за низкой температуры уходящих газов воздушная турбина не может развивать мощность, которая больше мощности, потребляемой компрессором ВТУ.

Сравнение топливной эффективности установок ГТУ-ВТУ, ГТУ регенеративного цикла и ГТУ простого цикла. Сравним топливную эффективность (КПД) указанных установок при выбранных исходных и полученных промежуточных параметрах. На рис. 6 показаны зависимости эффективных КПД ГТУ регенеративного цикла, ГТУ простого цикла и ГТУ-ВТУ от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* , а на рис. 7 — зависимости расходов воздуха на входе в компрессор газогенератора рассматриваемых установок от π_k^* .

Как следует из рис. 6 и 7, установка ГТУ-ВТУ имеет более высокий КПД по сравнению с ГТУ простого цикла. При этом максимальные значения КПД и минимального расхода ГТУ-ВТУ достигаются при меньших значениях π_k^* , что свидетельствует о низкой металлоемкости узлов газотурбинной части комбинированной

установки. Однако ГТУ-ВТУ по КПД несколько уступает регенеративной ГТУ. Вместе с тем наблюдается более плавное протекание кривых КПД в широком диапазоне изменения π_k^* , тогда как для регенеративной ГТУ характерен явно выраженный «горб» даже при небольшом изменении π_k^* .

Как показано в работе [10], ГТУ-ВТУ имеет преимущество в режимах частичной мощности по сравнению с установками других рассмотренных схем благодаря меньшему снижению КПД при уменьшении мощности. Это обстоятельство является важным достоинством ГТУ-ВТУ, так как режимы работы магистральных газопроводов характеризуются неравномерностью подачи газа в течение года и из года в год, что приводит к неравномерному использованию установленных мощностей ГПА, падению их среднегодовой загрузки и, как следствие, перерасходу топливного газа из-за отклонения реальных режимов работы ГПА от оптимальных.

Перспективы применения ВТУ для модернизации приводных ГТУ. Из результатов проведенного исследования следует, что использование ВТУ для модернизации приводных ГТУ позволяет повысить КПД. В частности, при мощности установки 16 МВт и температуре $T_{г}^* = 1400$ К абсолютный выигрыш в КПД составляет примерно 1 %.

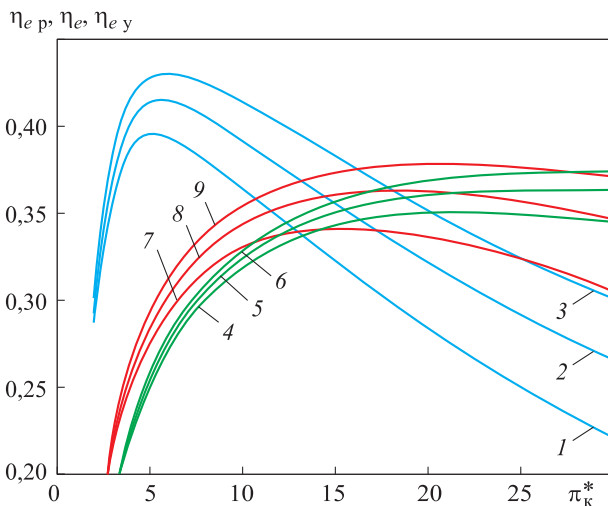


Рис. 6. Зависимость эффективных КПД ГТУ регенеративного цикла η_{ep} (1–3), ГТУ простого цикла η_e (4–6) и ГТУ-ВТУ η_{ey} (7–9) от степени повышения давления газа в компрессоре ГТУ π_k^* при различных значениях температуры газа перед ТВД:

1, 4, 7 — $T_{г}^* = 1200$ К; 2, 5, 8 — $T_{г}^* = 1300$ К;
3, 6, 9 — $T_{г}^* = 1400$ К

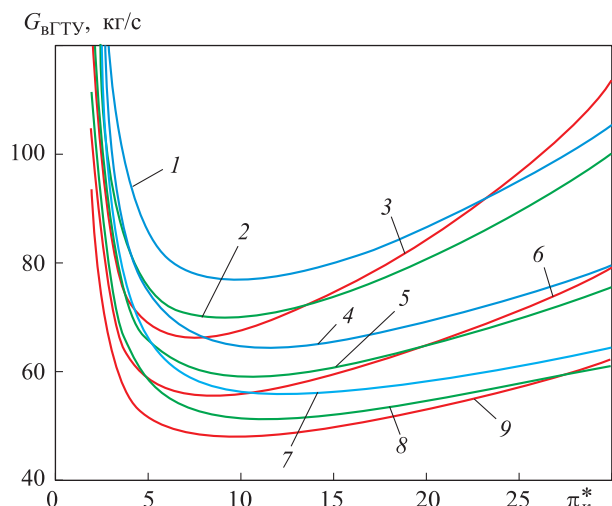


Рис. 7. Зависимость расходов воздуха на входе в компрессор газогенератора ГТУ регенеративного цикла $G_{в.р}$ (1, 4, 7), ГТУ простого цикла $G_{в}$ (2, 5, 8) и ГТУ-ВТУ $G_{в.у}$ (3, 6, 9) от степени повышения давления газа π_k^* при различных значениях температуры газа перед ТВД:

1–3 — $T_{г}^* = 1200$ К; 4–6 — $T_{г}^* = 1300$ К;
7–9 — $T_{г}^* = 1400$ К

При модернизации приводной ГТУ согласно предложенной схеме (см. рис. 1, а) произойдет повышение суммарной полезной мощности установки с мощности исходной ГТУ N_e до $N_{e\ y} = N_{ГТУ} + N_{в.у}$. Мощность ГТУ снизится на $N_e - N_{ГТУ}$ из-за появления дополнительных гидравлических потерь в ТА (например, для установки ПС-90ГП-2 уменьшение мощности составит примерно 200 кВт, при этом ВТУ будет выдавать примерно 600 кВт). Следовательно, немного упадет мощность нагнетателя, что необходимо учитывать при разработке программы модернизации приводных ГТУ.

Повышение КПД получением дополнительной полезной мощности является не единственным положительным эффектом от применения ВТУ. Если предусмотреть в конструкции ГТУ-ВТУ общую выхлопную систему для ГТУ и ВТУ, то из-за разбавления отработавших продуктов сгорания ГТУ воздухом из ВТУ уменьшатся концентрация вредных выбросов и температура выхлопных газов.

Оценим перспективы модернизации приводных ГТУ путем утилизации теплоты уходящих газов в ВТУ, используя следующие показатели: повышение КПД установки $\Delta\eta = \eta_{e\ y} - \eta_e$ (η_e — КПД и мощность исходной ГТУ); относительное изменение мощности ГТУ $\Delta\bar{N}_{ГТУ} = (N_{ГТУ} / N_e) - 1$; относительную мощность ВТУ $\bar{N}_{в.у} = N_{в.у} / N_e$; относительное повышение полезной мощности $\Delta\bar{N}_e = (N_{e\ y} / N_e) - 1$; относительное понижение температуры выхлопных газов $\Delta\bar{T}_{вых}^*$ и относительное уменьшение массовой концентрации вредных выбросов $\Delta\bar{C}_m$.

Относительное снижение температуры выхлопных газов при модернизации ГТУ с помощью ВТУ

$$\Delta\bar{T}_{вых}^* = \frac{\left(T_{ТНД}^* - \frac{T_{ГТА}^* G_{ГТНД} c_{p,г} + T_{ВТ}^* G_{ВВТ} c_{p,в}}{G_{ГТНД} c_{p,г} + G_{ВВТ} c_{p,в}} \right)}{T_{ТНД}^*},$$

где $T_{ГТА}^*$ и $c_{p,г}$ — температура и теплоемкость газа за ТА; $T_{ВТ}^*$, $G_{ВВТ}$, $c_{p,в}$ — температура, расход и теплоемкость воздуха за ВТ.

С учетом того, что

$$(T_{ТНД}^* - T_{ГТА}^*) G_{ГТНД} c_{p,г} \approx (T_{ВТА}^* - T_{КВТ}^*) G_{ВВТ} c_{p,в},$$

а $G_{ВВТ} / G_{ГТНД} \approx \gamma$,
получим

$$\Delta\bar{T}_{вых}^* \approx \frac{1 - (T_{КВТ}^* - T_{ВТА}^* + T_{ВТ}^*) / T_{ТНД}^*}{c_{p,г} / (\gamma c_{p,в}) + 1}.$$

При этом относительное уменьшение массовой концентрации вредных выбросов при дополнении ГТУ ВТУ

$$\Delta\bar{C}_m = \frac{1/Q_{ГТНД} - 1/Q_{см}}{1/Q_{ГТНД}} = 1 - \frac{Q_{ГТНД}}{Q_{см}},$$

где $Q_{ГТНД}$ — объемный расход газа за ТНД ГТУ; $Q_{см}$ — объемный расход смеси газа за ТНД ГТУ и воздуха за ВТ ВТУ.

С учетом того, что объемный расход равен отношению массового расхода газа к его плотности, а плотность газа определяется уравнением его состояния, получим

$$\begin{aligned} \Delta\bar{C}_m &= 1 - \frac{G_{ГТНД} T_{ТНД}^*}{(G_{ГТНД} + G_{ВВТ})(T_{ТНД}^* - \Delta\bar{T}_{вых}^* T_{ТНД}^*)} = \\ &= 1 - \frac{1}{(1 + \gamma)(1 - \Delta\bar{T}_{вых}^*)}. \end{aligned}$$

При этом не имеет значения, о каких вредных веществах идет речь: снижение массовой концентрации будет одинаковым для всех вредных примесей, так как при сохранении исходных параметров ГТУ в выхлопной канал подмешивается чистый воздух, совершивший работу в ВТУ.

В таблице приведены результаты расчета параметров $\Delta\eta$, $\Delta\bar{N}_{ГТУ}$, $\bar{N}_{в.у}$, $\Delta\bar{N}_e$, $\Delta\bar{T}_{вых}^*$ и $\Delta\bar{C}_m$ для случая модернизации с помощью ВТУ некоторых приводных ГТУ, применяемых в газотранспортной системе ПАО «Газпром». Результаты вычислены при отношении расходов $\gamma = 0,5$ и параметрах ТА, определенных выше для $T_{Г}^* = 1400$ К.

Анализ полученных результатов показывает, что мощность, вырабатываемая ВТУ, примерно в 3 раза превышает потери мощности ГТУ, что позволит поднять суммарную выработку полезной мощности действующих приводных ГТУ в среднем на 3 %. Кроме того, при обеспечении общего выхлопа у ГТУ и ВТУ произойдет снижение температуры выхлопных газов на 21 % и массовой концентрации вредных выбросов примерно на 16 %.

Изменение основных параметров некоторых приводных ГТУ при введении утилизации теплоты уходящих газов в ВТУ

Установка	$\Delta\eta$, %	$\Delta\bar{N}_{ГТУ}$, %	$\bar{N}_{в.у}$, %	$\Delta\bar{N}_e$, %	$\Delta\bar{T}_{вых}^*$, %	$\Delta\bar{C}_m$, %
ПС-90ГП-2	0,9	-1,4	4,0	2,6	21	16
АЛ-31СТ	1,4	-1,4	5,3	3,9	21	15
ПС-90ГП-25	0,9	-1,3	3,6	2,3	21	16
НК-36СТ	1,1	-1,4	4,2	2,8	21	16

Выводы

1. Результаты исследования показали, что ГТУ с ВТУ при прочих равных условиях эффективнее ГТУ простого цикла, однако в номинальном режиме уступает по топливной экономичности ГТУ регенеративного цикла при условии, что регенератор и ТА ВТУ имеют одинаковые массогабаритные показатели и поверхности теплообмена. При этом введение ВТУ в цикл ГТУ не приводит к нарушению прямоточности установки. Следовательно, ВТУ целесообразно применять в первую очередь для модернизации существующих приводных ГТУ по схеме, приведенной на рис. 1, а, т. е. получать с помощью ВТУ дополнительную мощность, которую можно использовать для энер-

госнабжения инфраструктуры компрессорных станций. При этом можно повысить КПД действующих приводных ГТУ на 0,9...1,4 %, вырабатываемую мощность на 2,3...3,9 %, а также понизить температуру уходящих газов на 21 % и массовую концентрацию вредных выбросов примерно на 16 %.

2. К общим тенденциям проектирования компрессорных станций относятся как преимущественное использование энергосберегающего газотурбинного привода нового поколения мощностью 2,5...32 МВт (в отдельных проектах до 50 МВт) с КПД 32...40 % в зависимости от мощности, так и укрупнение единичных мощностей ГПА [3]. С увеличением единичной мощности ГТУ с ВТУ эти пределы могут быть не только достигнуты, но и превышены.

Литература

- [1] Отчет руководства ПАО «ГАЗПРОМ» за 2018 г. URL: <https://www.gazprom.ru/f/posts/65/760043/2018-mgt-report-ru.pdf> (дата обращения 29 июня 2019).
- [2] Чурикова М.М. *Эффективность использования газоперекачивающих агрегатов различной единичной мощности на магистральных газопроводах*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2009. 122 с.
- [3] *Анализ состояния систем газоперекачивающих станций*. URL: https://studbooks.net/1208622/management/analiz_sostoyaniya_sistem_gazoperekachivayuschih_stantsiy#58 (дата обращения 28 января 2019).
- [4] Булыгина Л.В., Ряжских В.И. Методы повышения энергоэффективности компрессорных станций с газотурбинными газоперекачивающими агрегатами на стадии реконструкции. *Вестник Воронежского государственного технического университета*, 2017, т. 13, № 2, с. 32–39.
- [5] Забелин Н.А., Лыков А.В., Рассохин В.А. Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*, 2013, № 4(183), т. 1, с. 136–145.
- [6] Коваль В.А., Ануров Ю.М., Васильев А.И. Энергетические возможности газотурбинных установок с воздушной утилизацией тепла. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2013, № 8(66), т. 6, с. 15–19.
- [7] Торопчин С.В., Кузнецов В.А. *Газотурбинный двигатель с регенерацией тепла*. Пат. № 2192552 РФ, 2002.
- [8] Шапиро Я. *Газотурбинный двигатель*. Патент № 4,506,502 США, F02 C 7/10, 1983.
- [9] Ануров Ю.М., Скворцов А.В. *Газотурбинный двигатель с регенерацией тепла*. Пат. № 2346170 РФ, 2007, бюл. № 4.
- [10] Коваль В.А., Тарелин А.А. О выборе термодинамической схемы газотурбинной установки промышленного назначения. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*, 2008, № 35, с. 72–77.
- [11] Торопчин С.В. *Оптимальное предложение пермских двигателестроителей*. URL: http://www.pnz.ru/pr/other/ntex/ib9/ib9_19-21/ (дата обращения 21 декабря 2018).
- [12] Тарелин А.А., Коваль В.А., Ковалева Е.А. Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2009, № 4(40), т. 4, с. 4–8.

- [13] Кучеренко О.С., Мовчан С.Н., Филоненко А.А., Чобенко В.Н., Кузнецов В.В., Шевцов А.П. Характеристики газотурбинных двигателей с воздушными турбинными теплоутилизирующими установками. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2010, № 3(45), т. 3, с. 26–31.
- [14] *Авиагазцентр. Теплообменное оборудование. Регенераторы*. URL: <http://www.aviagc.ru/data/doc/Теплообменное%20оборудование-Regeneratory-Svodnaya%20spetsifikatsiya.pdf> (дата обращения 14 октября 2018).
- [15] Аналитика и исследования Ассоциации «Новые технологии газовой отрасли». Аналитический отчет. URL: <http://newgaztech.ru/upload/АНАЛИТИКА%202.pdf> (дата обращения 13 сентября 2018).
- [16] Кейс В.М., Лондон А.Л. *Компактные теплообменники*. Москва, Энергия, 1967. 224 с. (Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. Malabar, Fla Krieger Pub. Co., 1998, 335 p.).

References

- [1] *Otchet rukovodstva PAO "GAZPROM" za 2018 g.* [Management Report of PJSC "GAZPROM" for 2018]. Available at: <https://www.gazprom.ru/f/posts/65/760043/2018-mgt-report-ru.pdf> (accessed 29 June 2019).
- [2] Churikova M.M. *Ehffektivnost' ispol'zovaniya gazoperekachivayushchikh agregatov razlichnoy edinichnoy moshchnosti na magistral'nykh gazoprovodakh*. Kand. Diss. [Efficiency of use of gas pumping units of various unit capacity on gas pipelines. Cand. Diss.]. Moscow, 2009. 122 p.
- [3] *Analiz sostoyaniya sistem gazoperekachivayushchikh stantsiy* [Analysis of gas pumping station systems]. Available at: https://studbooks.net/1208622/menedzhment/analiz_sostoyaniya_sistem_gazoperekachivayuschih_stantsiy#58 (accessed 28 January 2019).
- [4] Bulygina L.V., Ryazhskikh V.I. Methodology for improving the efficiency of compressor stations with gas turbine gas compressor units under the reconstruction. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, no. 2, vol. 13, pp. 32–39 (in Russ.).
- [5] Zabelin N.A., Lykov A.V., Rassokhin V.A. Calculation of available heat power of smoke fumes of gasocompressor units of Russia's united gas transmission system. *St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*, 2013, no. 4(183), vol. 1, pp. 136–145 (in Russ.).
- [6] Koval' V.A., Anurov Yu.M., Vasil'ev A.I. Energetically possibility of gas turbine power plant air-heat recovery. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2013, no. 8(66), vol. 6, pp. 15–19 (in Russ.).
- [7] Toropchin S.V., Kuznetsov V.A. *Gazoturbinnyy dvigatel' s regeneratsiey tepla* [Gas Turbine Engine with Heat Recovery]. Patent RF no. 2192552, 2002.
- [8] Shapiro J. *Gas turbine engines*. Patent USA no. 4,506,502. F02 C 7/10, 1983.
- [9] Anurov Yu.M., Skvortsov A.V. *Gazoturbinnyy dvigatel' s regeneratsiey tepla* [Gas Turbine Engine with Heat Recovery]. Patent RF no. 2346170, 2007.
- [10] Koval' V.A., Tarelin A.A. On the choice of the thermodynamic scheme of a gas turbine plant for industrial use. *Vestnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KhPI»*, 2008, no. 35, pp. 72–77 (in Russ.).
- [11] Toropchin S.V. *Optimal'noe predlozhenie permskikh dvigatelestroiteley* [Optimal offer of Perm engine builders]. Available at: http://www.pnz.ru/pr/other/ntex/ib9/ib9_19-21/ (accessed 21 December 2018).
- [12] Tarelin A.A., Koval' V.A., Kovaleva E.A. Evaluation of effective ways of development of domestic drive engines for the gas transmission system. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2009, no. 4(40), vol. 4, pp. 4–8 (in Russ.).
- [13] Kucherenko O.S., Movchan S.N., Filonenko A.A., Chobenko V.N., Kuznetsov V.V., Shevtsov A.P. Characteristics of gas-turbine engines with air turbine heatutilizing installations. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 2010, no. 3(45), vol. 3, pp. 26–31.

- [14] *Aviagaztsentr. Teploobmennoe oborudovanie. Regeneratory* [Aviagascenter. Heat exchange equipment. Regenerators]. Available at: <http://www.aviagc.ru/data/doc/Teploobmennoe%20oborudovanie-Regeneratory-Svodnaya%20spetsifikatsiya.pdf> (accessed 14 October 2018).
- [15] *Analitika i issledovaniya Assotsiatsii «Novye tekhnologii gazovoy otrasli». Analiticheskiy otchet* [Analytics and research of the New Technologies of Gas Industry Association. Analytical report]. Available at: <http://newgaztech.ru/upload/ANALITIKA%202.pdf> (accessed 13 September 2018).
- [16] Kays W.M., London A.L. Compact Heat Exchangers. Malabar, Fla Krieger Pub. co., 1998, 335 p. (Russ. ed.: Keys V.M., London A.L. *Kompaktnye teploobmenniki*. Moscow, Ehnergiya publ., 1967. 224 p.).

Статья поступила в редакцию 12.03.2019

Информация об авторах

МАНУШИН Эдуард Анатольевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: manushin01@yandex.ru).

МЕЛЬНИКОВ Антон Игоревич — стажер Департамента корпоративных технологий. ООО «СИМЕНС» (115093, Москва, Российская Федерация, ул. Дубининская, д. 96, e-mail: melantosha@yandex.ru).

Information about the authors

MANUSHIN Eduard Anatolievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Gas Turbine and Non-Conventional Power Plants. Bauman Moscow State Technical University (195005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: manushin01@yandex.ru).

MELNIKOV Anton Igorevich — Intern, Corporate Technology Department. OOO Siemens (115093, Moscow, Russian Federation, Dubininskaya St., Bldg. 96, e-mail: melantosha@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Манушин Э.А., Мельников А.И. Применение воздушных турбинных теплоутилизирующих установок для модернизации газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 7, с. 49–58, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-49-58

Please cite this article in English as:

Manushin E.A., Melnikov A.I. The Use of Air Turbine Heat Recovery Units for the Modernization of Gas Pumping Units with Gas Turbine Drive. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 7, pp. 49–58, doi: 10.18698/0536-1044-2019-7-49-58