

УДК 621.438:66.045.1:536.27

**А.Н. ГАНЖА**, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;  
**Н.А. МАРЧЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

### **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ВЫБОРОМ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГЕНЕРАТОРА-ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ**

Разработаны математические модели и алгоритмы определения эффективности работы воздухоподогревателя с учетом распределения в нем локальную теплогидравлических параметров. Для стационарной газотурбинной установки выбрано рациональные варианты конструкции трубчатого регенератора.

Розроблено математичні моделі та алгоритми визначення ефективності роботи повітропідігрівника з урахуванням розподілу в ньому локальних теплогідравлічних параметрів. Для стаціонарної газотурбінної установки вибрано раціональні варіанти конструкції трубчастого регенератора.

The mathematical models and algorithms for determining the effectiveness of the air heater considering the distribution in local thermohydraulic parameters. For stationary gas turbine selected rational design options tubular regenerator.

**Введение.** В последнее время широкое внимание уделяется использованию стационарных газотурбинных установок, которые могут быть составными частями перспективных современных энергоэффективных агрегатов: парогазовых и газопаровых, когенерационных и тригенерационных установок, газоперекачивающих станций. Как известно КПД стационарных ГТУ с простой тепловой схемой на основе цикла Брайтона (без усовершенствований) невелика, и составляет при малых степенях повышения давления ( $\pi_k$  до 7) – до 24 %; при больших степенях повышения давления ( $\pi_k = 10-22$ ) – (28–32) %. Из-за применения более дешевых и менее жаропрочных материалов в стационарных по сравнению с авиационными ГТУ более низкая температура газов перед турбиной (700–900 °С), что определяет их более низкий КПД. Одним из путей повышения КПД таких установок является применение регенерации теплоты (особенно при малых степенях повышения давления), которую осуществляют теплообменные аппараты – регенераторы-воздухоподогреватели. При этом уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Таким образом, разработка новых и усовершенствование действующих ГТУ путем введения либо увеличения использования регенерации теплоты является актуальной задачей повышения их энергоэффективности.

**Постановка задачи.** Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации  $\sigma$ . С повышением степени регенерации однозначно увеличивается термический КПД установки. Однако при этом нужно увеличивать поверхность теплообмена, либо интенсифицировать процесс теплопередачи в аппарате, что, несомненно, приведет к росту стоимости теплообменника. С другой стороны, возрастает аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт установки. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают эту мощность. Все эти факторы будут влиять на уменьшение, как эффективной мощности установки, так и эффективного КПД, который в результате может даже

оказаться ниже, чем в базовой установке без регенератора. Другой проблемой применения регенерации является низкая эксплуатационная надежность воздухоподогревателей. Характерное растрескивание поверхности в процессе эксплуатации обуславливается высокими температурами теплоносителей, жаропрочностью материалов, температурными напряжениями, переменными нагрузками. Эти процессы характерны как для обычных трубчатых воздухоподогревателей, так и для высокоэффективных пластинчатых и компактных аппаратов.

Поэтому в данной работе поставлена задача повышения эффективности стационарной энергетической газотурбинной установки с учетом моделирования теплогидравлических процессов в регенераторе-воздухоподогревателе и анализа их влияния на эффективность установки в целом.

**Решение.** Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют широкий спектр конструкций и компоновок. Теплообменники могут быть как обычными трубчатыми, так и более эффективными – трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. В стационарных энергетических ГТУ широко применяются трубчатые теплообменники с перекрестным или смешанным течением теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие аппараты имеют низкую компактность, большую массу и габариты, но более дешевые и обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается стационарная энергетическая ГТУ марки ГТ 35 ХТГЗ, имеющая такие номинальные параметры [1]: электрическая мощность 32 МВт; КПД 23,2 %; степень повышения давления  $\pi_k = 6,5$ ; расход воздуха 215 кг/с; частота вращения силового вала 3000 об/мин; температура газов перед турбиной 780 °С; выхлопных газов – 430 °С, регенерация теплоты отсутствует. Для анализа приняты стандартные параметры окружающей среды, а также потери давления на входе и выходе 1500 Па.

Как видно из характеристик этой установки, она имеет все предпосылки для введения регенерации, а именно: высокая температура уходящих газов, малый  $\pi_k$  и самая главная – низкий КПД (23,2 %).

Рассмотрим в качестве регенератора наиболее простой, дешевый и доступный вариант – трубчатый теплообменник.

В трубчатых регенераторах воздух чаще пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки извне [2]. Это дает следующие преимущества [2]: корпус регенератора выходит значительно более легким, так как он рассчитывается на давление уходящих газов, по величине близко к атмосферному давлению; поверхность нагрева со стороны газов легче очищать от нагара и сажи. Однако из соображения уменьшения аэродинамического сопротивления, повышения прочности и легкости очистки поверхности также широко применяются трубчатые регенераторы, где горячие газы находятся внутри труб, а воздух – снаружи [1].

Для рассматриваемого регенератора в качестве поверхности теплообмена выбраны гладкие трубы из стали 20. Для предотвращения высокотемпературной коррозии, повышения жаропрочности и облегчения чистки диаметр труб выбран увеличенным до 57 мм с толщиной стенки 3,5 мм и шероховатостью 0,06 мм. Разбивка пучка – шахматная, по равностороннему треугольнику с шагом разбивки 80 мм. Число труб и формирование размеров пучка определялось исходя из рекомендуемых

скоростей воздуха (10–20 м/с) и газов (15–40 м/с) [1]. Максимальные скорости принимались: для воздуха 15 м/с, для газов – 40 м/с.

Анализ проведен для принципиально отличающихся, но как было сказано ранее, встречающихся двух вариантов таких теплообменников: 1) газы снаружи омывают пучок труб, совершая несколько ходов, воздух движется внутри труб; 2) газы движутся внутри труб, воздух снаружи омывает пучок труб, совершая несколько ходов. Варианты компоновки существенно отличаются, так как плотность воздуха в исследуемой установке превосходит плотность газов более чем в 8 раз, а массовые расходы сред близки друг к другу.

Для варианта, где газы внутри труб, принято: количество труб в ряду – 104 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 50 шт. Количество труб в одном ходу – 5200 шт., длина труб в ходу 1,75 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1637,4 м<sup>2</sup>.

Для варианта, где газы снаружи труб принято: количество труб в ряду – 131 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 16 шт. Количество труб в одном ходу – 2096 шт., длина труб в ходу 3,5 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1318,6 м<sup>2</sup>.

Для анализа были сформированы две математические модели и алгоритмы, которые непосредственно связаны друг с другом:

- 1) расчет параметров и эффективности газотурбинной установки;
- 2) расчет параметров и эффективности воздухоподогревателя с учетом распределения локальных теплогидравлических параметров и условий эксплуатации.

Математическая модель и алгоритм расчета регенератора предусматривает разбивку теплообменника на дискретные элементы (микротеплообменники) [3]. Число элементов разбивки на длине труб одного хода принято равным 10 (что обеспечивает достаточную точность расчета [3]).

Свойства теплоносителей, параметры теплоотдачи и теплопередачи [4] в каждом микротеплообменнике различны и зависят от особенностей компоновки аппарата, начальных участков и загрязнений. Расходы и скорости среды внутри каждого ряда труб определялись специально разработанным алгоритмом гидравлического расчета с использованием теории графов, где учитывались гидравлические и местные сопротивления [5].

Результаты анализа зависимости степени регенерации и эффективного КПД ГТУ от количества ходов в регенераторе приведены на рис. 1.

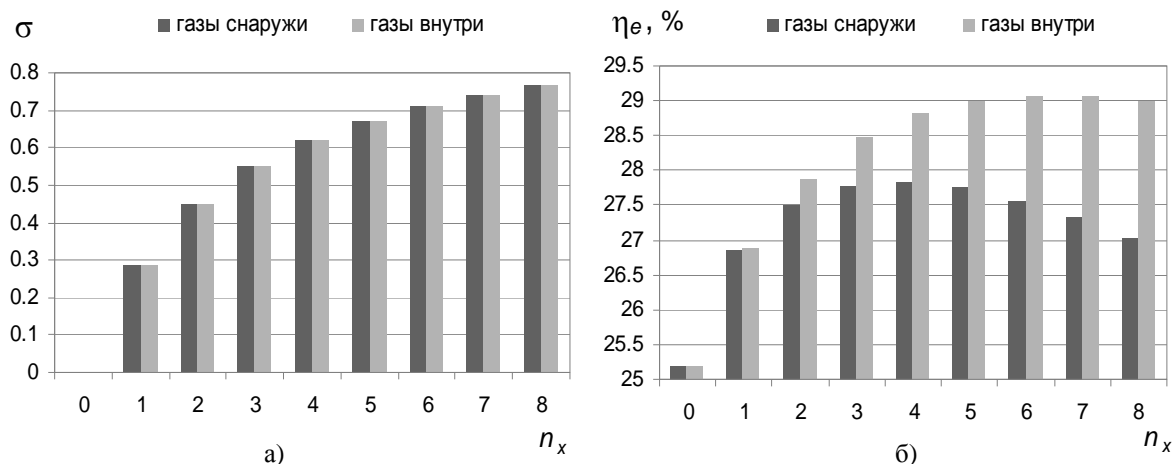


Рис. 1. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от количества ходов (секций) в регенераторе: а – степень регенерации; б – эффективный КПД ГТУ

Как видно из рис. 1 при выбранных конструктивных параметрах ходов (секций) эффективность регенераторов, т.е. степень регенерации, не отличается. Эффективный КПД ГТУ сначала повышается за счет увеличения степени регенерации, а затем падает за счет увеличения потерь давления в регенераторе. Причем максимальный КПД в варианте, где газы снаружи, составил 27,83 % в четырехсекционном аппарате площадью 5274,7 м<sup>2</sup>, в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % в шестисекционном аппарате площадью 9824,2 м<sup>2</sup>.

На рис. 2 представлена подобная зависимость степени регенерации и эффективного КПД ГТУ, но уже от общей площади поверхности аппаратов.

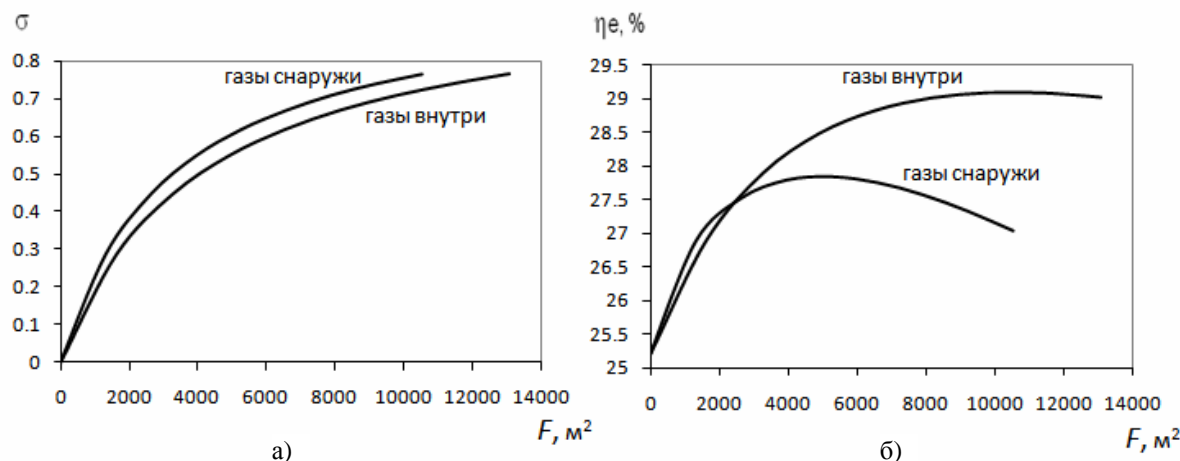


Рис. 2. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от площади поверхности регенератора: а – степень регенерации; б – эффективный КПД ГТУ

Из рис. 2 видно, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности. Это объясняется более весомым влиянием абсолютных величин потерь давления на выходе на эффективность цикла ГТУ по сравнению с потерями после компрессора.

Следующим этапом исследования было определение влияния перепуска горячих газов мимо регенератора. При этом уменьшаются потери давления по тракту выхода установки, что положительно влияет на ее КПД, однако уменьшается и эффективность самого воздухоподогревателя (степень регенерации), что будет снижать КПД установки. Таким образом, присутствует задача оптимизации. На рис. 3 показаны результаты исследования для базовых (выбранных) и других вариантов компоновки регенератора. Как видно из результатов анализа, в базовом варианте, где газы внутри труб, максимум КПД установки совпадает с долей перепуска  $\phi = 0$  (т.е. оптимум отсутствует). В вариантах, где газы снаружи труб, максимальные значения присутствуют с долей перепуска  $\phi = 0,2-0,3$ ; причем наибольший КПД установки 28,0 % в пятиходовом варианте. Следует отметить, что это повышение КПД незначительное.

Далее было исследовано влияния компоновки на возникающие опасные разности температур стенки (на стыке ходов в одной точке на одной трубе) и на максимальную температуру стенки. Как показал анализ результатов дискретного расчета, максимальные разности температур в базовых вариантах составили (28,9–33,6) °С при максимальных температурах стенки (394,4–396,2) °С. В вариантах с перепуском газов максимальные разности температур увеличиваются на 10 °С при доли

перепуска  $\varphi = 0,2-0,3$  (как раз где присутствует максимальный КПД). Далее с увеличением доли перепуска максимальные разности температур снижаются, также снижаются максимальные температуры стенки.

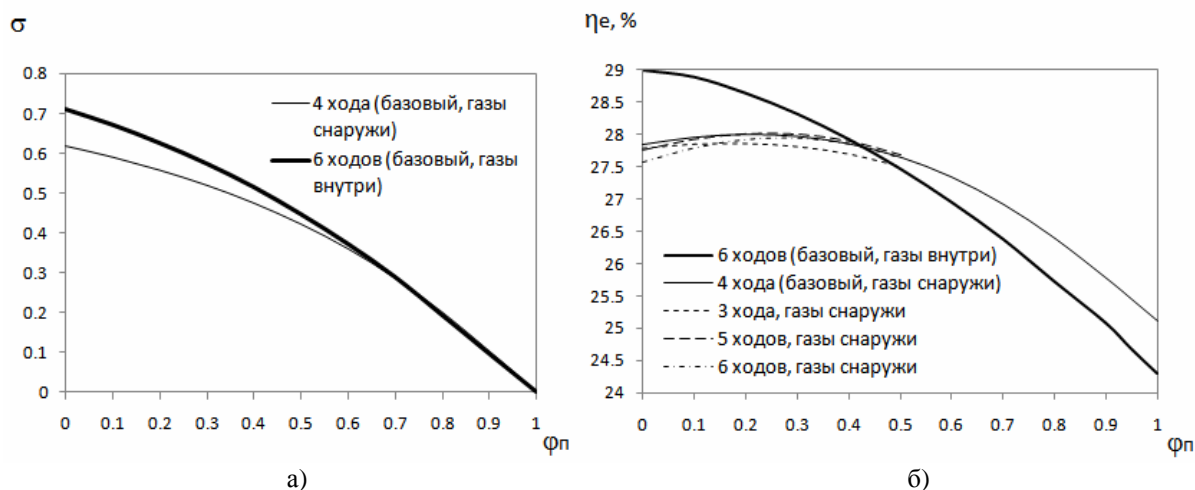


Рис. 3. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от доли перепуска горячих газов мимо регенератора: а – степень регенерации; б – эффективный КПД ГТУ

**Выводы.** Разработаны математические модели, методики и алгоритмы системного анализа газотурбинной установки с учетом эффективности работы регенератора-воздухоподогревателя и распределения в нем локальных теплогидравлических параметров. Для стационарной газотурбинной установки ГТ 35 ХТГЗ разработана конструкция трубчатого регенератора. Расчет произведен в двух вариантах: газы движутся снаружи труб или внутри них. Найден максимальный эффективный КПД, который можно получить с использованием регенератора выбранной конструкции. Экономия топлива на номинальном режиме составит до 2100 кг.у.т. в час. Таким образом, можно сделать вывод, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности установки. Проведено исследование целесообразности использования перепуска газов мимо регенератора с точки зрения повышения его надежности и экономичности установки. Представляется целесообразным в дальнейшем провести оптимизационные расчеты, где учесть баланс между экономией топлива и затратами на изготовление аппаратов.

**Список литературы:** 1. Стационарные газотурбинные установки: справочник [Текст] / [Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.]; под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с. 2. Нигматулин, И.Н. Тепловые двигатели [Текст] / И.Н. Нигматулин, П.Н. Шляхин, В.А. Ценев; под ред. И.Н. Нигматулина. – М.: Высшая школа, 1974. – 375 с. 3. Братута, Е.Г. Удосконалена методика розрахунку температурних характеристик теплообмінних апаратів з перехресним плином та їх систем [Текст] / Е.Г. Братута, А.М. Ганжа // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 1. – С. 61–65. 4. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: справочник [Текст] / [С.С. Кутателадзе]. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с. 5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

© Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2012  
Поступила в редколлегию 15.02.12