

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Введение. Для повышения эффективности использования топлива и регенерации теплоты в цикле газотурбинных установок (ГТУ) применяются теплообменные аппараты – регенераторы-воздухоподогреватели. С их использованием уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации σ или P . С повышением степени регенерации однозначно увеличивается КПД газотурбинных установок. Однако при этом значительно возрастает необходимая поверхность теплообмена в воздухоподогревателе, либо нужно увеличивать интенсивность теплопередачи, что приводит к росту стоимости теплообменника. На КПД установки также влияет и аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт двигателя. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают полезную мощность турбины.

Постановка задачи. В процессе разработки газотурбинных установок необходимая степень регенерации в цикле назначается исходя из оптимизационных расчетов цикла установки и возможности создания теплообменных аппаратов, которые будут ее обеспечивать. Далее в процессе эксплуатации эффективность теплообменных аппаратов (степень регенерации), как правило, снижается вследствие возникающих отложений и загрязнений на поверхности, нарушения герметичности и технологии изготовления и эксплуатации аппарата. При этом увеличивается и аэродинамическое сопротивление, которое вно-

сит теплообменник в тракт установки. На снижение эффективности воздухоподогревателей влияют и режимы работы газотурбинных установок, которые в основном отличаются от расчетных или номинальных. Все эти факторы приводят к снижению ресурса работы теплообменных аппаратов и установок в целом. Поэтому моделирование процессов, происходящих в воздухоподогревателях, с учетом вышеперечисленных факторов является актуальной задачей.

Решение. Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют различную конструкцию и компоновку. Теплообменники могут быть трубчатыми, трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для воздухоподогревателей транспортных газотурбинных установок – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных газотурбинных установках широко используются кожухотрубчатые теплообменники с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи K , Вт/(м²·°C). Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена зависит не только от коэффициента K , но и от локальной разности температур теплоносителей (горячих отработавших газов и воздуха после компрессора). При этом сред-

ная разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой средне-логарифмической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхности и технологические факторы изготовления аппарата. Более корректно отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр – число единиц переноса теплоты NTU_2 [1–5]:

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{p_n} \cdot G_n}, \quad (1)$$

где "н" и "г" – индексы: "н" – нагреваемый теплоноситель, "г" – греющий теплоноситель; F – площадь теплопередачи в теплообменнике или элементе поверхности; c_p и G – удельная массовая изобарная теплоемкость и массовый расход теплоносителя.

Разработаны математическая модель, методики и алгоритмы для исследования процессов в перекрестноточных воздухоподогревателях ГТУ. Обобщенная схема движения теплоносителей и компоновки аппарата – многоходовая с противоточным включением секций (см. рис. 1).

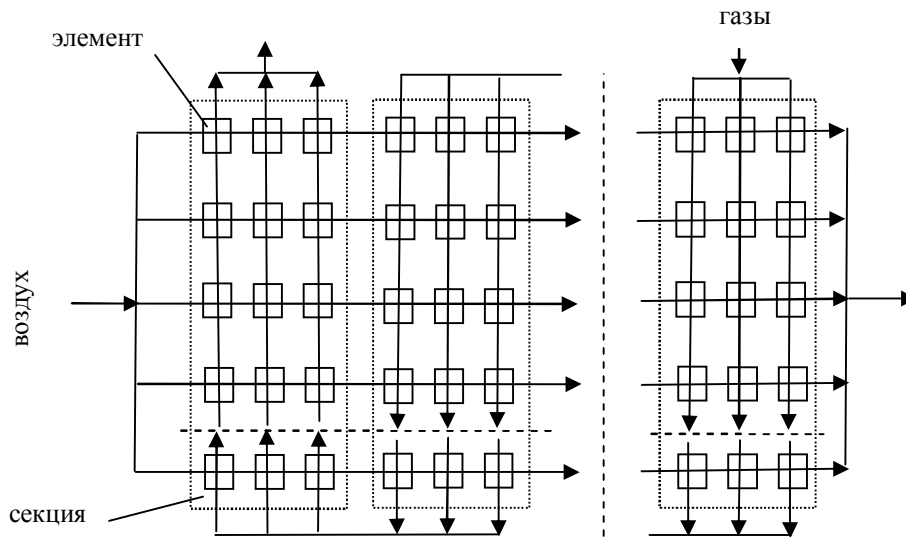


Рис. 1. Расчетная схема теплообменника

В трубчатых и трубчато-ребристых аппаратах воздух, который движется внутри труб, перемешивается в пределах одного ряда труб, между секциями перемешивание отсутствует. Горячие газы перемешиваются при движении между ребрами, если трубы оребренные, или в пределах степени турбулентного перемешивания при обтекании неоребренных труб, а также в промежуточных перепускных коробах между секциями. Таким образом, как воздух, так и горячие газы движутся отдельными струями, число которых конечное. Элементами, из кото-

рых скомпонован теплообменник, является простейшая схема однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Эффективность каждого элемента из рис. 1 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться так [1–3]:

$$P_3 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} + \frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}}}, \quad (2)$$

$$t_{н23} = t_{н13} + P_3 (t_{г13} - t_{н13}); \quad (3)$$

$$t_{r_{2,3}} = t_{r_{1,3}} - P_3 R_3 (t_{r_{1,3}} - t_{n_{1,3}}), \quad (4)$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; "1", "2" – индексы, "1" – вход, "2" – выход; R – отношение водяных эк-

$$R = \frac{c_{p_n} \cdot G_n}{c_{p_r} \cdot G_r}.$$

При составлении алгоритма решения системы уравнений (2)–(4), которые записываются для каждого элемента из рис. 1., учитывается схема взаимного соединения элементов и перемешивание теплоносителя в перепускных коробах и на выходе из аппарата. По ходу движения теплоносителей рассчитываются потери давлений от трения и местные потери. Эффективность каждого элемента P_3 определяется с учетом различия свойств теплоносителей и материалов стенок труб. При этом учитываются начальные участки каналов и локальное распределение коэффициентов теплоотдачи. Так как схема движения противоточная, то для уточнения эффективностей элементов используется интервально-итерационный метод [4].

Проведен анализ эффективности воздухоподогревателя ГТУ с такими параметрами воздуха на входе [5]: расход – 85,8 кг/с; скорость – 10 м/с; давление – 0,452 МПа; температура – 197 °С. Параметры газов на входе: расход – 86,71 кг/с; скорость – 40 м/с; давление – 0,107 МПа; температура – 502 °С; молекулярная масса – 28,9 кг/кмоль. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания ГТУ принят равным 5,6. Одна секция состоит из неоребранных труб длиной 2 м и наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,06 мм. Шаг разбивки труб в пучке – 42 мм. Количество труб в ряду – 162 шт., число рядов труб по ходу газовой – 35 шт. Количество труб в секции – 5670 шт., площадь наружной поверхности секции – 997,5 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в секции –

3500.

Пример полученного распределения температур воздуха и газов в двухсекционном воздухоподогревателе изображен на рис. 2.

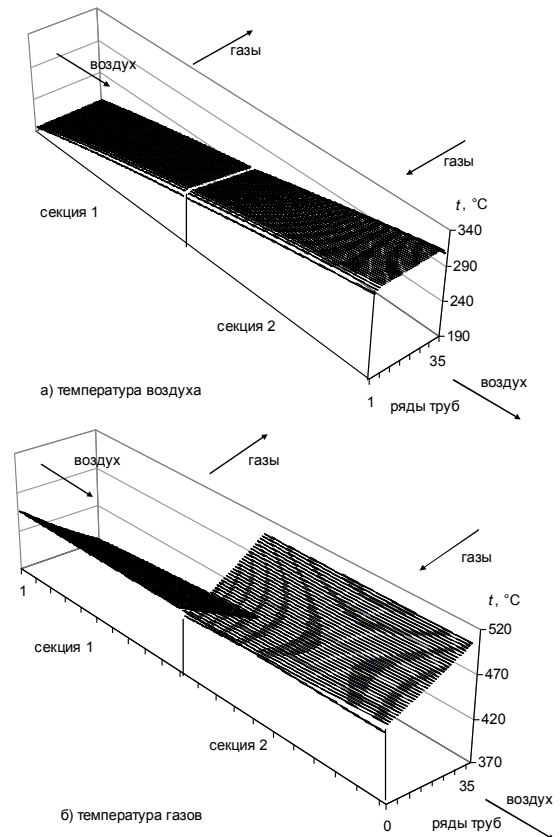


Рис. 2. Распределение температур воздуха и газов в двухсекционном воздухоподогревателе

На рис. 3 приведены результаты анализа эффективности многосекционного воздухоподогревателя в зависимости от количества секций. Для сравнения полученных результатов проведен подобный анализ по традиционной интегральной методике [5], где используются эмпирические зависимости. В этом случае свойства теплоносителей определяются по среднеарифметическим температурам и давлениям, во всем аппарате, параметры теплообменника равномерно распределены по теплообменнику и секциям, воздух между секциями перемешивается. В результатах расчета по предлагаемой методике суще-

ствуется неравномерность распределения между максимальным и минимальным числом единиц переноса теплоты NTU_2 в каждой точке аппарата от 1,29 в односекционном до 1,53 в восьмисекционном теплообменнике (см. рис. 3). Однако расхождение между полученными результатами составляет менее 1%. Это свидетельствует о хорошей адекватности представленной математической модели, методики расчета и о достоверности полученных результатов. Как видно из результатов расчета, чтобы получить степень регенерации 0,7 нужно применять восьмисекционный воздухоподогреватель с площадью поверхности 7980 м². При этом аэродинамическое сопротивление возрастает по воздуху в 8,16 раз, а по газам в 8,6 раз по сравнению с односекционным аппаратом.

распределение локальных параметров в воздухоподогревателе с учетом особенностей процессов, происходящих в каждой точке теплообменника. Проведенное сравнение с традиционными интегральными методиками расчета показало хорошее совпадение результатов. Показано, что неравномерность распределения параметров практически не влияет на интегральные характеристики теплообменника. С помощью разработанной методики можно исследовать влияние на эффективность и ресурс аппарата различных загрязнений, отложений с учетом мест их скопления, толщины и их состава в процессе эксплуатации. На базе созданных методов и средств можно моделировать процессы не только в трубчатых и трубчато-ребристых, а и пластинчатых, пластинчато-ребристых, профильных и др. воздухоподогревателях и воздухоохладителях ГТУ.

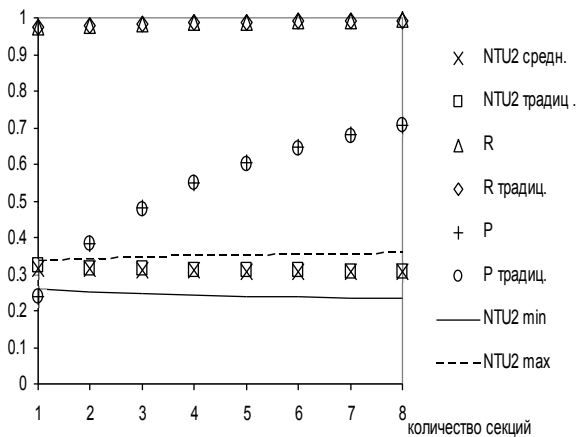


Рис. 3. Параметры многосекционного воздухоподогревателя

Выводы. Разработанные математические модели, методики и алгоритмы позволяют получить

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.— М.: Энергоатомиздат, 1987.— Т.1. — 560 с.
2. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского.— М.: Энергия, 1967. — 223 с.
3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения//Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 81 — 85.
4. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. — К.: Наук. думка, 1985.— 232 с.
5. Стационарные газотурбинные установки/Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина.— Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 543 с.