

симального давления цикла p_z до 17,3 МПа. Важно, что при этом улучшается экономичность работы двигателя – η_e возрастает до 0,423 (на 4,1 %). Также, из рисунков видно, что при уменьшении степени сжатия эффект снижения p_z достигается в большей степени (например, при $\epsilon = 10$ величина p_z составит 16,6 МПа), однако, при этом значительно ухудшается экономичность работы двигателя – η_e падает до 0,395 (на 2,7 %).

Известно, что около 70% механических потерь в двигателе приходится на пару поршень – гильза цилиндра, поэтому уменьшение потерь на трение в паре методом нанесения на боковой поверхности поршня корундового слоя [4] является одним из путей их снижения.

Таким образом, в результате проведенного исследования установлено, что существует возможность путем уменьшения механических потерь в газовом двигателе снизить склонность к возникновению в нем детонации без изменения свойств топлива, и, что важно, улучшить при этом экономичность

работы двигателя и снизить тепловые нагрузки на детали камеры сгорания.

Список литературы:

1. Пылев В.А., Кравченко С.А., Заславский Е.Г., Прохоренко А.А., Шпаковский В.В. Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.10-15..
2. Karim G., Li H. Knock in Gas Fueled S.I. Engines. ICAT 2004 - International Conferences on Automotive Technologies Future Automotive Technologies on Powertrain and Vehicle Istanbul/Turkey.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
4. Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Феоктистов С.А., Масли С.М., Осейчук В.В. Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршней // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. -.98-101

УДК 66.045.1:621.438

А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯХ СТАЦИОНАРНЫХ ГТУ

Введение

Одним из путей повышения эффективности циклов газотурбинных установок (ГТУ) является применение промежуточного охлаждения воздуха в специальных теплообменных аппаратах – воздухоохладителях. При этом снижаются затраты мощности на привод компрессора, которую можно полезно использовать, (например, на привод ротора электрогенератора). Охлаждающей средой может быть ат-

мосферный воздух, циркуляционная или сетевая вода и пр. При охлаждении атмосферным воздухом и циркуляционной водой теплота, отведенная от сжимаемой среды, в основном бесполезно теряется (сбрасывается) непосредственно в атмосферу или через системы оборотного охлаждения. Наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды, и далее использовать ее на технологические или бытовые нуж-

ды, например на горячее водоснабжение, что еще больше повышает эффективность использования теплоты в цикле и утилизации сбросной теплоты. Применение регенерации теплоты дополнительно

повышает степень ее использования в цикле и утилизации. Пример схемы ГТУ с промежуточным воздухоохладителем и регенератором показан на рис. 1.

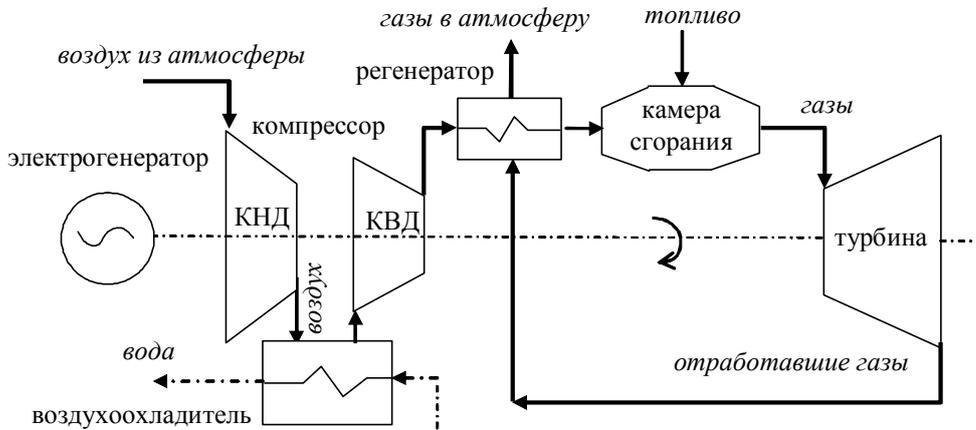


Рис. 1. Схема ГТУ с регенератором-воздухонагревателем и воздухоохладителем

Постановка задачи

В аппаратах с воздушным охлаждением (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны и зависит от качества охлаждающего воздуха. В этом случае часть энергии, вырабатываемой компрессором, или потребляемой извне, идет на привод вентилятора. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит в основном с внутренней стороны (со стороны воды) и напрямую зависит от качества охлаждающей воды. В стационарных ГТУ широко используются кожухотрубчатые воздухоохладители с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массогабаритные показатели, но более простые и дешевые по сравнению с другими аппаратами. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды неудовлетворительное, что приводит к загрязнению или полному заглохению отдельных трубок. В процессе эксплуатации количество заглохенных трубок растет, что

снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге приводит к его полному заглохению и вынужденному отключению по воде.

Частичное или полное заглохение поверхностей теплообмена воздухоохладителей (см. пример на рис.2) приводит к увеличению мощности, которую потребляет компрессор, уменьшению эффективной мощности установки и ее КПД, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды (например, снижение температуры горячей воды, подаваемой к потребителям). Поэтому разработка методов и средств, позволяющих исследовать и прогнозировать эффективность разрабатываемых, устанавливаемых или действующих воздухоохладителей стационарных ГТУ, является одной из актуальных и важных задач энергосбережения.

Решение

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи k , Вт/(м²·°С).



Рис. 2. Трубная решетка воздухоохладителя

Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена зависит не только от коэффициента k , но и от локальной разности температур теплоносителей (циркуляционной или сетевой воды и воздуха). При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической или среднearифметической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхно-

сти 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 [1–6]:

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

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 воздухоохладителях ГТУ, где охлаждающая среда – циркуляционная или сетевая вода. Для аппаратов воздушного охлаждения (АВО) и воздухоподогревателей ГТУ расчетная схема, математическая модель и методика расчета приведены в работах [3, 6]. Обобщенная схема движения теплоносителей и компоновки аппарата – многоходовая с противоточным включением секций (см. рис. 3).

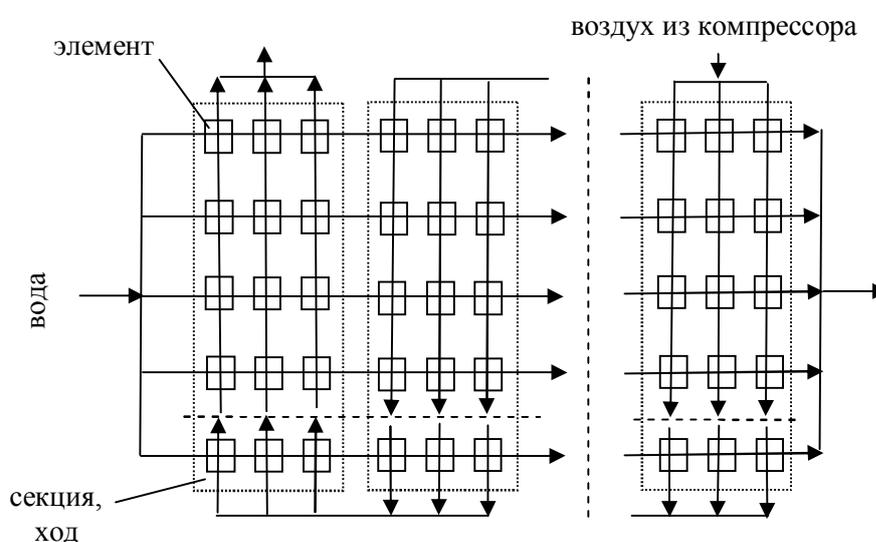


Рис. 3. Расчетная схема воздухоохладителя

В трубчатых и трубчато-ребристых аппаратах среда, которая движется внутри труб (вода), перемешивается в пределах одного ряда труб, между секциями перемешивание отсутствует. Наружная среда (воздух) перемешивается при движении между ребрами, если трубы оребренные, или в пределах степени турбулентного перемешивания при обтекании неоребранных труб, а также между секциями или ходами. Таким образом, как воздух, так и вода движутся отдельными струями, число которых конечное. Элементами, из которых скомпонован теплообменник, являются простейшие схемы однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Эффективность каждого элемента из рис. 3 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [1–3, 6]:

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

$$t_{n_{23}} = t_{n_{13}} + P_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}); \quad (3)$$

$$t_{r_{23}} = t_{r_{13}} - P_3 R_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}), \quad (4)$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе;

"1", "2" – индексы, "1" – вход, "2" – выход;

R – отношение водяных эквивалентов теплоносителей, $R = \frac{c_{p_n} \cdot G_n}{c_{p_r} \cdot G_r}$.

При составлении алгоритма решения системы уравнений (2)–(4), которые записываются для каждого элемента из рис. 3, учитывается схема взаимного соединения элементов и перемешивание теплоносителя между ходами и на выходе из аппарата. По ходу движения теплоносителей вычисляются 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 противоточ-

ная, то для уточнения эффективностей элементов используется интервально-итерационный метод [4, 6].

Проведен анализ эффективности промежуточного воздухоохладителя двухступенчатого компрессора ГТУ (см. рис. 1): расход воздуха – 500 м³/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130°C; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения – 30 °С.

Один ход воздухоохладителя состоит из неоребранных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха – 18 шт. Площадь наружной поверхности – 107,7 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в ходу – 1800.

На рис. 4 приведены результаты исследования вышеописанного воздухоохладителя. 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 ходам, вода между ходами перемешивается. В результатах расчета по предлагаемой методике существует неравномерность распределения числа единиц переноса теплоты NTU_2 в каждой точке аппарата. Проведенное сравнение итоговых данных по предложенной и традиционной интегральной методике [5] показало, что расхождение результатов составляет менее 1,5 %.

Как видно из данных расчета (рис. 4), при заглушении труб в результате загрязнения температура охлаждаемого воздуха на выходе из аппарата (расчетная 40°C) существенно увеличивается (до 59°C

при заглушении 50 % и до 86÷88°C при заглушении 80 %). Неравномерность распределения заглушенных труб по аппарату начинает проявляться при заглушении более 50 % труб. Если заглушенные трубы расположены преимущественно снизу (см. рис. 2), то эффективность охлаждения будет меньше, чем при равномерном их заглушении по рядам (см. рис. 4). Температура воздуха после КВД при давлении 6 атм.

будет составлять: ≈150°C при чистом воздухоохладителе; 175°C при заглушении 50 % труб; 215°C при заглушении 80 % труб; 272°C при полном заглушении. Мощность, потребляемая компрессором, будет увеличиваться на: 3 % при заглушении 50 % труб; 7,5 % при заглушении 80 % труб; 14 % при полном заглушении.

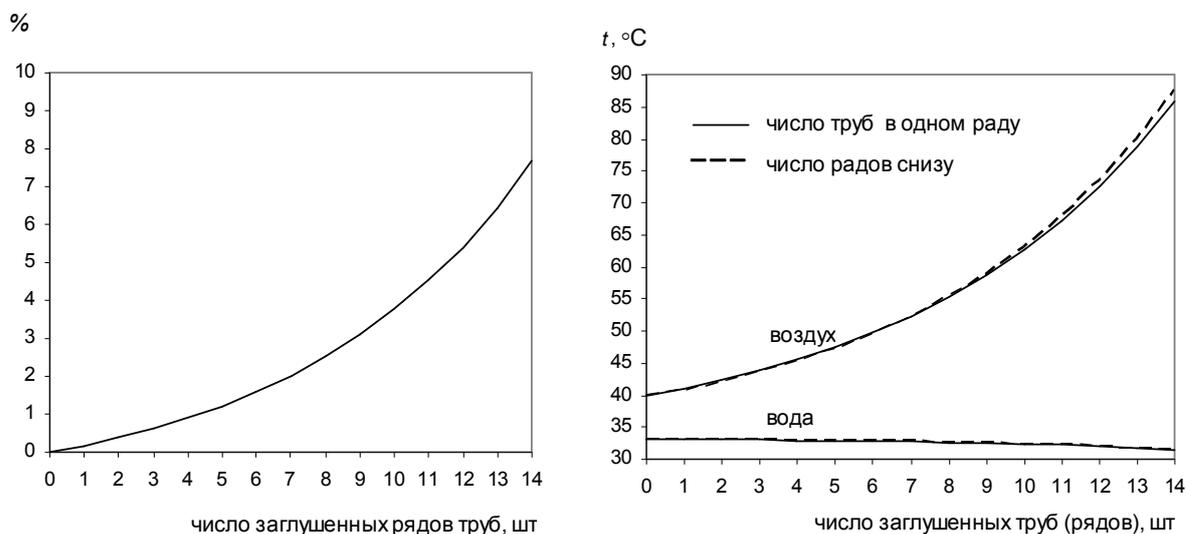


Рис. 4. Процент увеличения мощности, потребляемой компрессором, и температуры сред на выходе из воздухоохладителя в зависимости от числа заглушенных труб

Выводы

Разработанные математические модели, методики и алгоритмы позволяют получить распределение локальных параметров в воздухоохладителе с учетом особенностей процессов, происходящих в каждой точке теплообменника. Исследовано влияние на эффективность аппарата числа заглушенных труб в связи с их загрязнением из-за неудовлетворительного качества циркуляционной воды. С помощью разработанной методики можно исследовать и прогнозировать эффективность и ресурс вновь разрабатываемых, устанавливаемых, действующих или модернизируемых аппаратов с учетом различных загрязнений, отложений, мест их скопления, толщины и их состава в процессе эксплуатации установок.

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.– М.: Энер-

гоатомиздат, 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. 6. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки//Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – №1, С. 94-97.