

на гидриде алюминия – 22 часа (1800 км), что тем более эффективнее в сравнении с концепцией со сжатым водородом даже в варианте с ТЭ. Кроме этого нет необходимости в значительной перестройке существующей производственной инфраструктуры.

Следующий этап исследований должно стать разработки проекта экспериментального стенда, конструктивно отображающего дизельный модуль, способный работать как на углеводородном, так и алюмогидридном энергоносителе. Параллельно необходимы дополнительные опытно-экспериментальные исследования по разработке эффективной технологии получения алюмогидрида.

УДК 66.045.1:621.5

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Введение. В различных отраслях промышленности, энергетике, агропромышленном комплексе широко используется компрессорное оборудование. Такие установки предназначены для производства сжатого воздуха, других технических газов, а также используются в качестве силовых агрегатов для перекачивания природного газа и других веществ. Компрессорные установки и станции являются одними из наиболее энергоёмких агрегатов. Как известно, для снижения затрат электроэнергии или топлива, потребляемых компрессорами, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным ее охлаждением в теплообменных аппаратах – воздухоохладителях [1]. На компрессорных станциях для обеспечения требуемых параметров и качества сжатой среды кроме промежуточных устанавливаются также предвключенные и концевые воздухоохладители. Охлаждающей средой может быть, как атмосферный воздух, так и другие газы, циркуляционная, сетевая вода и другие вещества. При охлаждении атмосферным воздухом теплота, отведенная от сжимаемой среды, в основном бесполезно рассеивается непосредственно в атмосферу, способствуя ее тепловому загрязнению. При охлаждении циркуляционной водой эта теплота также сбрасывается через системы оборотного охлаждения (водоемы, градирни) в окружающую среду. В последнее время с появлением когенерации большое внимание уделяется

Список литературы:

1. Подзноев Г.П. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис. // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. – С. 32-36.
2. Подзноев Г.П. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - № 1. - 2007. – С. 87-91.
3. Подзноев Г.П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - №.2. - 2007. – С. 13-17.

глубокой утилизации всех сбросных тепловых потоков от энергетических установок. Для компрессоров наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды, и далее использовать ее на технологические или коммунально-бытовые нужды.

Постановка задачи. В стационарных компрессорных установках 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 они более простые и дешевые по сравнению с другими аппаратами. В процессе эксплуатации воздухоохладители компрессорных установок подвергаются загрязнению как с наружной, так и с внутренней стороны. В аппаратах воздушного охлаждения (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны и зависит от чистоты атмосферного 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 большинстве случаев с внутренней стороны, т.е. со стороны воды. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды низкое, что приводит к загрязнению или полному заглохению

отдельных труб. В процессе эксплуатации количество заглушенных трубок, как правило, растет с нижней части, что снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге приводит к полному его заглушению и вынужденному отключению по воде. Частичное или полное заглушение поверхностей теплообмена воздухоохладителей приводит к росту температуры воздуха на входе в следующую ступень компрессора, увеличению потребляемой мощности, росту гидравлического сопротивления аппарата, уменьшению расхода, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды. Поэтому разработка методов и средств, позволяющих определять эффективность воздухоохладителей в процессе эксплуатации, а также их ресурс, является актуальной задачей в условиях дороговизны и дефицита топливно-энергетических ресурсов и важной задачей в энергосбережении.

Решение. Загрязнение и заглушение отдельных труб теплообменника в процессе эксплуатации зависит от множества факторов: случайных отклонений качества воды и ее загрязнения продуктами стояночной коррозии и др., случайных отклонений в структуре поверхности труб, случайных отклонений в технологии изготовления аппарата, количества остановов и пр. Процесс загрязнения начинается, как правило, с нижней части и постепенно заполняет всю поверхность (см. рис. 1).

Так как процесс загрязнения носит преимущественно случайный характер, то для его анализа целесообразно использовать методы имитационного моделирования [2]. Для этого генерируется распределение случайных величин, характеризующих загрязнение и влияющих на распределение расхода воды в каждом ряду труб: сужение диаметра на входе, длина загрязненного участка, количество полностью заглушенных труб в каждом ряду. Так как загрязнение продвигается снизу аппарата, то максимальные значения случайных величин уменьшаются от нижнего не полностью заглушенного ряда к верхнему. В расчете задается количество полностью заглушенных рядов снизу.

Следующим шагом расчета является определение расходов и скоростей воды в каждом ряду труб с учетом случайного количества полностью заглушенных труб. Местные сопротивления на входе в каждый ряд определяются с учетом имитируемых величин сужения диаметра на входе и длины загрязнен-

ного участка по зависимостям из [3]. Так как в этом случае течение воды внутри труб представляет собой сложную гидравлическую структуру, то для расчета распределения расходов используются алгоритмы теории графов [4].



а) загрязненный



б) вышедший из строя

Рис. 1. Трубные решетки воздухоохладителя

После определения расходов и скоростей воды в каждом ряду труб производится тепловой расчет аппарата. Целью такого расчета является определение количества отведенной от воздуха теплоты или температуры воздуха на выходе из охладителя. Для решения поставленной задачи используется разработанный авторами алгоритм дискретного расчета сложного перекрестноточного аппарата. Составленная обобщенная расчетная схема такого аппарата представлена на рис. 2.

Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров поверхности и теплоносителей авторами была предложена методика и алгоритм дискретного расчета, где элементами, из которых скомпонован теплообменник (см. рис. 2, вид А), являются простейшие схемы однократного перекрест-

ного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету предусматривает разбивку поверхности на

большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах.

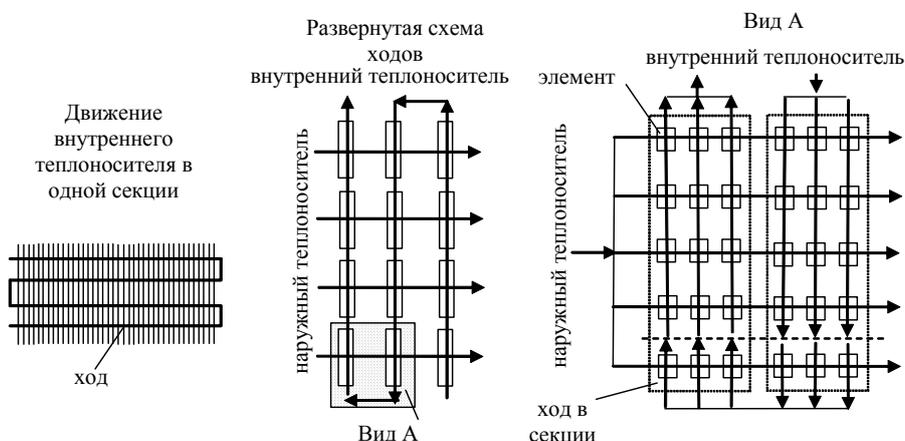


Рис. 2. Расчетная схема для теплового расчета воздухоохладителя

В предложенной методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 2 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [5, 6]:

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

$$t_{n_{23}} = t_{n_{13}} + P_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}) \text{ и} \\ t_{r_{23}} = t_{r_{13}} - P_3 R_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}), \quad (2)$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; "1" – вход среды, "2" – выход среды; "н" и "г" – нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [5, 6], $R = \frac{W_n}{W_r}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}$,

где K и F – коэффициент и площадь теплопередачи.

Авторами были получены такие зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\overline{t_{n_3}} = t_{n_{13}} + \mathfrak{G}_{n_3}(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}) \text{ и} \quad (3)$$

$$\mathfrak{G}_{n_3} = P_3 \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right) \text{ и}$$

$$\mathfrak{G}_{r_3} = P_3 \cdot \left(\frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right). \quad (4)$$

По этим температурам определяются средние температуры теплоносителей во всем аппарате, чем решается известная проблема с их нахождением.

В алгоритме предусмотрено, что повторение гидравлического и теплового расчета происходит до достижения допустимой сходимости по перепаду давлений и тепловой производительности.

В качестве примера рассмотрен промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора с такими расчетными параметрами: 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 °С; температура циркуляционной воды после обратной системы охлаждения – 30 °С. Один ход аппарата 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 по наибольшей диагонали шестиугольника – 21 шт., количество шестиугольников в пучке – 10. Площадь наружной поверхности – 114 м².

Сгенерированное случайное распределение сужения диаметров на входе, длин загрязненных участков, количества полностью заглушенных труб в каждом ряду и соответствующее ему распределение скоростей воды из гидравлического расчета приведено на рис. 3. Распределение температур воздуха и воды из теплового расчета аппарата приведено на рис. 4.

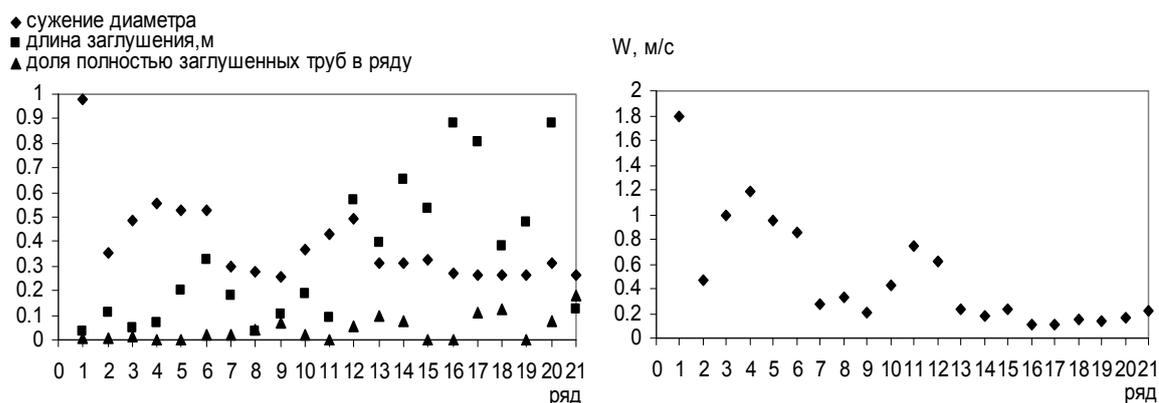


Рис. 3. Случайное распределения параметров загрязнения труб на входе и соответствующее распределение скоростей воды

Как видно из результатов расчета в загрязненном аппарате присутствует неравномерность распределения скоростей и температур нагреваемой воды по рядам труб, а распределение температур воздуха носит относительно равномерный характер. В чистом теплообменнике вклад в неравномерность распределения вносит наличие начальных тепловых и гидравлических участков. В итоге в чистом аппарате температура воздуха на выходе будет 37,5 °С, а в

загрязненном – 41,8 °С. Дальнейшее загрязнение будет приводить к полному заглужению нижних рядов и росту температуры воздуха на выходе, скоростей в верхних рядах, гидравлическому сопротивлению теплообменника. Сопротивление аппарата будет влиять на общий напор сети, куда он включен, и, следовательно – будет уменьшаться подача воды, которую обеспечивает насос.

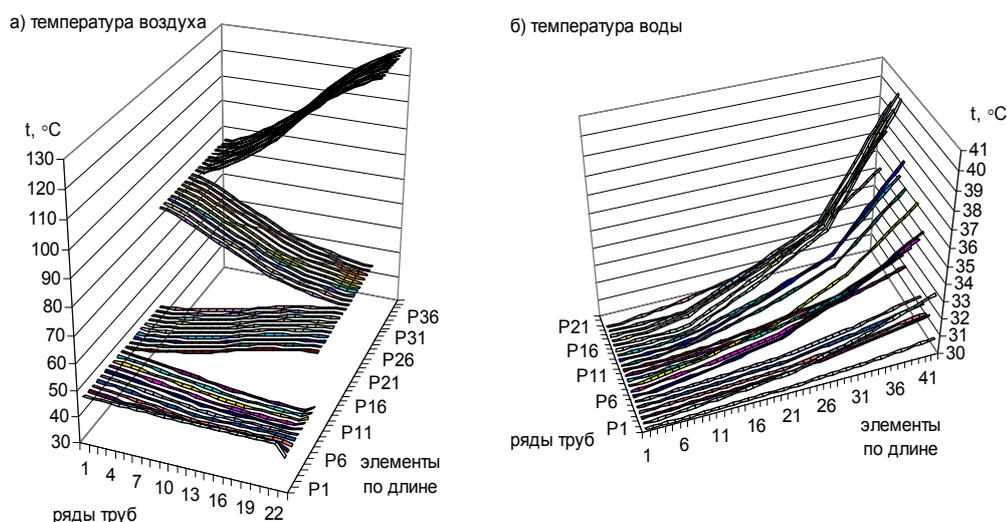


Рис. 4. Распределение температур воздуха и воды

Поэтому расчеты по определению ресурса и эффективности воздухоохладителя следует вести в комплексе с насосным оборудованием и гидравлическим расчетом сети или системы обратного водоснабжения. Время ресурса аппарата определяется методами имитационного моделирования интенсивности накопления дальнейших загрязнений и полного заглужения труб или по зависимостям из [7].

Выводы. Разработанные методы и средства позволяют получить распределение локальных тепло-

вых и гидравлических параметров в воздухоохладителе с учетом неравномерности распределения загрязнений. Распределение загрязнений и заглужения труб генерируется методами имитационного моделирования, так как носит преимущественно случайный характер. Некоторые известные зависимости и факторы дают возможность определить места преимущественного образования загрязнений. Имитационное моделирование, направленное на генерирование интенсивности образования загрязнений, с

учетом характера известных зависимостей накопления отложений от параметров (скоростей, температур, состава воды и пр.) позволяет прогнозировать ресурс теплообменника. В дальнейшем подобные расчеты воздухоохлаждателей целесообразно проводить в комплексе с гидравлическими расчетами водяной сети, насосного оборудования, электродвигателей и компрессора, для которых обычно используются элементы системного анализа.

Список литературы:

1. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение,

1989. – 543 с. 2. Кельтон В. Имитационное моделирование / В. Кельтон, А. Лоу. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2004. – 847 с. 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с. 4. Берж К. Теория графов и ее применение / К. Берж – М.: ИЛ, 1962. – 319 с. 5. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, В.М. Лондон – М.: Энергия, 1967. – 223 с. 6. Ганжа А.Н. Исследование эффективности воздухоохлаждателей компрессорных установок / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 32-37. 7. Кучеренко Д.И. Обратное водоснабжение (Системы водяного охлаждения) / Д.И. Кучеренко, В.А. Гладков. – М.: Стройиздат, 1980, – 168 с.

УДК 612.43.013

А.А. Хандримайлов, инж., В.Г. Солодов, д-р техн. наук

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ СЖИМАЕМОГО ВЯЗКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ И ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Часть II. ВЕРИФИКАЦИЯ

Введение

Данная статья посвящена численному моделированию нестационарных сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах впускных систем поршневых двигателей. В статье представлен численный метод и постановка задачи о расчете сжимаемого вязкого турбулентного течения газа в элементах впускных систем, цилиндрах и камерах сгорания поршневых двигателей на основе развития программного обеспечения *MTFS* [1, 2]. Целью работы является тестирование метода на данных ЛДА эксперимента [3].

Математическая модель расчетной области и процесса.

Рассматривается газодинамическая задача о впуске и последующем сжатии рабочей смеси в цилиндре ДВС. Основные геометрические параметры модели представлены на рис.1.

Для определения положения поршня и клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала задаются соответствующие кинематические законы движения, которые определяются частотой вращения кривошипа и его начальным углом поворота. Положение поршня (рис.1) определяется по формуле:

$$S_{\varphi} = L + R(1 - \cos \varphi) - \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2 \varphi},$$

где φ – угол поворота коленчатого вала (п.к.в.), L – длина шатуна, S – ход поршня, R – радиус кривошипа. Перемещение клапана задается в виде зависимости величины подъема клапана от угла п.к.в. ($h_{\text{кл}} = f(\varphi)$).

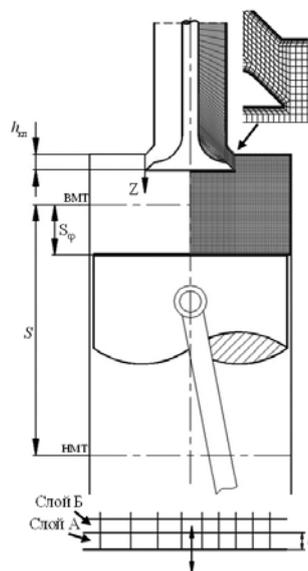


Рис. 1. Схема и пример сеточного описания расчетной области

Сеточная модель является гексаэдральной со сгущением вблизи твердых границ расчетной области; высота минимальной ячейки пограничного слоя составляет $\sim 10^{-5}$ м. Сеточная модель разделена на