

УДК 621.565.24.536

СУДАРЕВ А.В.

ООО “Научный Центр “Керамические Двигатели” им. А.М. Бойко”, Санкт-Петербург, Россия

РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ ДЛЯ ГПА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ: ОПЫТ РОССИИ

Показано, що економічна ефективність відпрацьованих свій ресурс регенеративних ГТУ типу ГТ-750-6, ГТК-10-4, які використовуються на компресорних станціях ГТС Росії та України, за умов модернізації двигуна та заміни пластинчастих повітропідігрівачів на трубчасті зі ступенем регенерації, близьким до 0,8, може бути не лише відновлена до первісних номінальних показників, але й перебільшити останні.

Показано, что экономическая эффективность эксплуатируемых на компрессорных станциях ГТС России и Украины регенеративных ГТУ типа ГТ-750-6 и ГТК-10-4, выработавших свой назначенный ресурс, при модернизации двигателя и замене пластинчатых воздухоподогревателей трубчатыми со степенью регенерации, близкой к 0,8, может быть не только восстановлена до исходных номинальных значений, но и превысит последние.

It is demonstrated that the efficiency of the regenerative gas turbines GT-750-6 and GTK-10-4 installed at the compressor pump stations of Russia and Ukraine, which have already ended their specified lifetime, can be restored to the initial value and even exceed it. It can be reached at the engine modernization and replacement of the plate-like heat exchanger by the tube one having the regeneration ratio of about 0.8.

D – диаметр змеевика;
 d – диаметр трубы наружный;
 E – степень регенерации;
 E_y – модуль продольной упругости;
 G – массовый расход газа;
 H – длина пружины;
 N – мощность ГПА;
 Δt – изменение температуры;
 α – коэффициент линейного расширения;
 δ – толщина стенки трубы;
 σ – термические напряжения металла труб;
 σ_T – предел текучести.

Индексы нижние:

0 – номинальный, средний.

Сокращения:

ВП – воздухоподогреватель;

ВТИ – Всероссийский теплотехнический институт;

ГПА – газоперекачивающий агрегат;

ГТП – газотурбинный привод;

ГТС – газотранспортная система;

КПД – коэффициент полезного действия;

КС – компрессорная станция;

НПП – научно-производственное предприятие;

ОАО – открытое акционерное общество;

ПВТ – подогреватель воздуха трубчатый;

ТА – теплообменный аппарат;

ТЗ – техническое задание;

ТЭ – теплообменный элемент;

ЦКТИ – Центральный котло-турбинный институт.

Серьезные проблемы газотранспортной системы (ГТС) Украины требуют реконструкции компрессорных станций, замены действующих газоперекачивающих агрегатов (ГПА), многие из которых исчерпали свой назначенный ресурс, на агрегаты нового поколения, имеющие существенно более высокую экономичность (КПД 34...38%) [1]. Однако при современном уровне газотурбинных технологий и имеющихся конструкционных материалах высокая эконо-

мичность ГПА может быть достигнута за счет регенеративного газотурбинного привода (ГТП), в составе которого используется ВП более высокой тепловой эффективности, чем у исходных модернизируемых агрегатов.

Парковый состав стационарных ГПА типа ГТК-10-4; ГТ-750-6 ОАО “Газпром”, как и ГТС Украины, невозможно обновить за короткий срок. Необходимы огромные финансовые ресурсы для приобретения ГТП нового поколения.

Кроме того, для запуска их в промышленную эксплуатацию необходимо подтверждение их технико-экономических показателей в условиях длительной наработки в составе оборудования компрессорных станций (КС). Для опытной партии ГТП из 5...8 единиц потребуется не менее 3...5 лет [3].

Вместе с тем конструктивные решения, реализованные в вышеуказанных ГТП производства "Невского завода", обеспечивают возможность их ремонта и содержат реальные резервы для улучшения рабочих характеристик, в частности за счет современного теплообменного оборудования. Кроме того, следует иметь в виду, что стоимость модернизации морально устаревших ГТП в 5...8 раз ниже финансовых затрат на их замену агрегатами нового поколения [3, 4].

Опыт модернизации ГТП ОАО "Газпром" показывает, что используемый в этом случае высокоэффективный ВП должен быть также устойчив к неизбежным в процессе эксплуатации ГТП термоциклическим нагрузкам, ремонтнопригоден, иметь высокую надежность, низкие потери давления в трактах и минимальные утечки сжатого воздуха (0,1...0,2%). Всем этим требованиям, как показал многолетний опыт эксплуатации компрессорных станций России, удовлетворяют лишь рекуперативные ВП трубчатой конструкции [2, 3]. Пластинчатые ВП, несмотря на высокую унификацию, компактность и низкую металлоемкость, не пригодны для использования в составе газотурбинных установок (ГТУ) как стационарных, так и судовых из-за низкого ресурса (в 2,5...3,0 раза меньше назначенного), низкой наработки при термоциклической нагрузке, неремонтнопригодности и невозможности обеспечения герметичности при длительной эксплуатации [4, 5, 6].

Широкомасштабную замену дефектных пластинчатых на трубчатые ВП ОАО "Газпром" успешно проводит уже более трех десятилетий. К изготовлению трубчатых регенераторов привлечен ряд отечественных и зарубежных предприятий, подробная оценка конструкций которых дана в монографии [6].

Достаточно большое количество уже замененных регенераторов – это хорошо зарекомендовавшие себя при длительной эксплуатации в составе ГПА модульные трубчатые ВП [7].

Достоверность их расчетов, проведенных с использованием известных Норм [8, 9], на базе которых формируется конструкция трубчатого регенератора, многократно подтверждена успешной эксплуатацией трубчатых теплообменных аппаратов в разных областях энергетики, в том числе и применяемых в составе газотурбинных ГПА КС России.

Тем не менее, совершенно оправдано проведение приемно-сдаточных испытаний модернизированных ГПА, в состав которых входят трубчатые ВП оригинальной конструкции. Как правило, подобные испытания проводятся на частичных режимах работы агрегатов, поэтому их результаты требуют пересчета на номинальный режим. Например, если опытное значение степени регенерации на частичном режиме при нагрузке $(N/N_0) = 0,65$ составляет $E = 0,71$, то при номинальном режиме (100%-ная нагрузка) E_0 будет равна [10]:

$$E_0 = 1 / \{1 + [(1 - E)/E] / (G/G_0)^{0,333}\}, \quad (1)$$

где G/G_0 – относительный расход на частичной нагрузке, определяемый по формуле Стодоль-Флюгеля [11]; G, G_0 – опытный и номинальный массовые расходы газа. Для приближенных расчетов можно считать $G/G_0 = (N/N_0)^{0,333} = 0,867$, тогда $E_0 = 0,70$.

Более существенно сказывается переход от частичного режима к номинальному на потерях давления в трактах, т.к. с ростом расхода $G < G_0$ заметно возрастает динамический напор теплоносителей. Например, при опытных суммарных относительных потерях давления, составляющих 4%, и нагрузке $N/N_0 = 0,65$ на номинальном режиме эти потери будут равны 5,5%, т.е. на номинальном режиме потери давления уже превышают допустимые. Естественно, это приведет к потере полезной мощности газотурбинного привода, а значит снижению КПД.

Известно [12], что при выборе для практического применения того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать технологичность изготовления поверхности теплообмена, технологичность сборки, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т.д.

При анализе змеевиковой конструкции ВП типа РГ-10 предприятия “Анод” (Россия) на все эти обстоятельства обращено внимание в работах [6, 13]. Однако сделанные выводы противоречат друг другу в вопросах надежности, ремонтпригодности, загрязняемости, простоты изготовления и т.д. Кроме того, остался открытым вопрос прочности змеевиковых теплообменных элементов (ТЭ) и матрицы ВП в целом при эксплуатации в условиях повышенной изменяющейся во времени температуры газового потока. С этой целью определим величину термических напряжений сжатия, возникающих в каждой тонкостенной трубке змеевика (диаметр трубки $d = 12$ мм, толщина $\delta = 1$ мм). Эти напряжения равны [14]:

$$\sigma = -\alpha \Delta t E_y, \quad (2)$$

где α – коэффициент линейного расширения материала (сталь марки 12Х18Н10Т) труб, равный $18 \cdot 10^{-6}$ 1/К; Δt – изменение температуры металла труб, равное ~ 500 К; E_y – модуль продольной упругости стали 12Х18Н10Т при температуре 500°C , равный $1,68 \cdot 10^5$ [15].

Отсюда, учитывая два узла крепления трубы змеевика, получим: $\sigma = -18 \cdot 10^{-6} \cdot 500 \cdot 1,68 \cdot 10^5 / 2 = -756$ МПа, что много больше, чем предел текучести ($\sigma_T = 170$ МПа) для этой стали при рабочей температуре газового потока. Значит, в процессе эксплуатации возможны пластические деформации труб змеевиков вплоть до их разрушения.

Если змеевик, выполненный из тонкостенной трубы малого диаметра, рассматривать как длинную пружину, находящуюся под сжимающей ее нагрузкой, то такие пружины теряют устойчивость (“выпучиваются”). Для предотвращения выпучивания пружины ее гибкость H_0 / D_0 (здесь H_0 – длина пружины в ненагруженном состоянии, D_0 – средний диаметр пружины) должна быть менее 2,5. Если эти ограничения не выполняются, пружину следует ставить на оправках или монтировать в гильзах [14].

Судя по материалам [6, 13], гибкость теплообменного змеевика на порядок больше чем 2,5; причем в отличие от температурных условий, в которых работают пружины, змеевик находится длительное время при повышенной температуре рабочей среды ($450 \dots 500^\circ\text{C}$) и не имеет никаких

ограничителей, препятствующих выпучиванию при сжатии. То есть выпучивание при длительной эксплуатации неизбежно. А так как оно происходит в условиях пластической деформации, то при снятии нагрузки не следует ожидать восстановления первоначальной формы змеевика. Как следствие: нарушение исходной равномерной структуры заполнения трубами поперечного сечения для прохода газов, образование “сквозных пор”, появление транзитных потоков. И, как результат – неизбежное в процессе эксплуатации снижение степени регенерации.

Если при испытаниях ВП РГ-10 показал расчетное значение степени регенерации $E = 0,8$, то это не означает, что через 500 или 1000 часов эксплуатации в условиях повышенной температуры ($450 \dots 500^\circ\text{C}$) это значение E останется неизменным. При транзитном потоке всего в 10% величина E будет иметь значение не 0,80, а 0,72; если 15%, то $E = 0,68$. Таким образом, через сравнительно короткий срок (оценочно – менее года) степень регенерации такого регенератора будет даже ниже, чем у гладкотрубного ВП из низколегированной стали перлитного класса. При этом следует учесть недостатки РГ-10, отмеченные в [6], указывающие на его неремонтнопригодность и трудность обслуживания, т.к. в таком регенераторе затруднена чистка обеих сторон теплообменной поверхности, нет возможности выявлять, ремонтировать и “отглушать” поврежденные змеевиковые трубки, размещенные внутри модуля, то же относится и к самим модулям. Таким образом, усложнение технологии изготовления, применение дефицитного материала, не обязательно приводит к более эффективной и надежной конструкции. Более точно длительность периода падения эффективности РГ-10 можно будет определить при его работе на КС. Одно очевидно, что его использование в составе ГТК–10-4 не даст того ожидаемого эффекта, который декларируют парадные значения степени регенерации.

В связи с вышеизложенным, представляет интерес выявить резервы повышения компактности теплообменных матриц модулей, тепловой и энергетической эффективности гладкотрубчатых ВП, обладающих положительными качествами, отмеченными Г.А.Дрейцером [12].

Например, увеличение тепловой эффективности ВП конструкции НПП “Теплопроект” достигнуто за счет применения труб малого диаметра, обеспечения более равномерной раздачи газа, а снижение стоимости изготовления осуществляется путем унификации узлов ВП, применения типовых модулей для сборки секций ВП ГПА разной мощности. Секция ВП ГПА ГТ-750-6 состоит из шести типовых модулей, а для ГТК-10-4 – из восьми. Вместе с тем необходимо отметить, что реализуемая степень регенерации в этих ВП близка к $E = 0,8$, что все-таки ниже, чем намеченная в работах [1, 5, 16]. Такое значение степени регенерации обоснованно тем, что необходимо принять в расчет ограничения на размещение ВП на действующих КС, в частности расположение действующего оборудования, несущую способность штатного фундамента, а также недопустимость усиления свайного поля и т.д.

Применение в составе отремонтированного ГПА ВП со степенью регенерации более высокой, чем исходная, позволит значительно снизить годовой расход топливного газа [17] и тем самым сократить годовые эксплуатационные финансовые затраты (рис. 1).

При работе ВП отработавший в газовой турбине газ по патрубку (2) через диффузор (3) поступает в раздаточный газовый коллектор, где распределяется в межтрубное пространство двух нижних (правого и левого) трубчатых блоков, каждый из которых состоит из двух типовых модулей (1). Двигаясь в межтрубном пространстве, газ отдает теплоту движущемуся в трубах сжатому воздуху, охлаждается в нижней части секции, поступает в боковые коллекторы и после поворота направляется в межтрубное пространство, где обтекает наружную поверхность труб верхней части секции, дополнительно отдавая тепло сжатому воздуху, и через верхнее трапецидальное отверстие сборного газового коллектора поступает через конфузор (6) по патрубку отвода газа (7) в дымовую трубу (8).

Сжатый воздух по воздуховоду (4) направляется в раздаточные камеры воздушных коллекторов правого и левого блоков секции, движется последовательно по двум пучкам П-образных труб и поступает в сборные камеры воздушных коллекторов, откуда в нагретом состоянии по

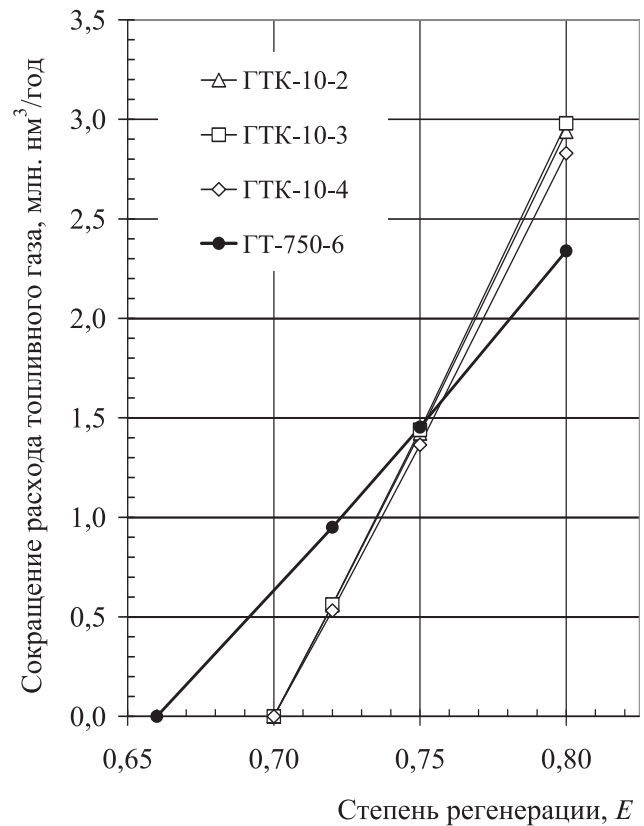


Рис. 1. Сокращение годового расхода топливного газа при увеличении степени регенерации ВП в составе отремонтированного ГПА.

воздуховоду (5) направляется в камеру сгорания газотурбинного двигателя (ГТД).

При таком исполнении секции ВП осуществляется равномерная раздача как воздуха, так и газа; в располагаемом объеме удается разместить большую поверхность теплообмена и тем самым увеличить E , не допуская увеличения гидравлического сопротивления газового тракта и ВП в целом. Предлагаемое конструктивное решение ВП обеспечивает более высокие параметры цикла, при этом позволяет проводить сборку и монтаж на месте эксплуатации без применения спецтехники. Возможен обдув и очистка от загрязнений внешней поверхности теплообмена типовых модулей сжатым воздухом, допустимо применение термической чистки. Размеры типовых модулей и их масса позволяют транспортировать их как железнодорожным, так и автомобильным транспортом. Есть принципиальная возможность размещения за ВП утилизационно-

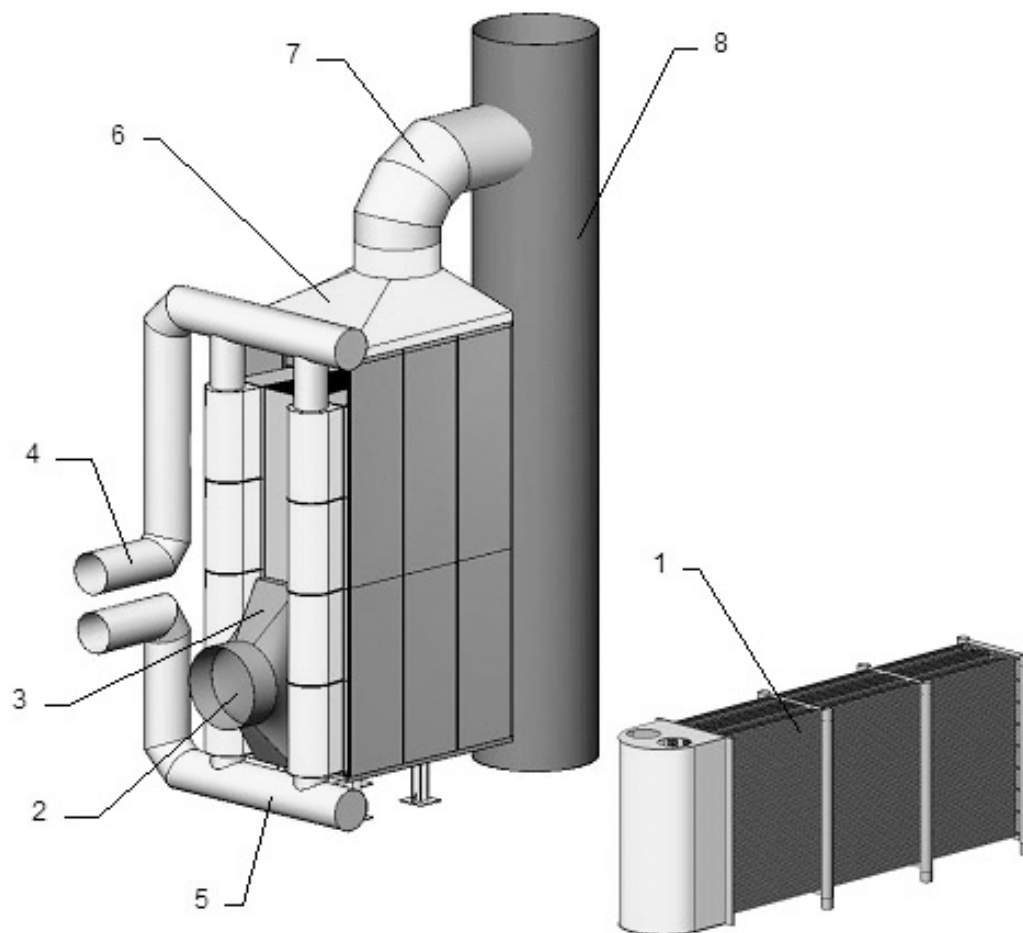


Рис. 2. Секция ВП из унифицированных модулей со степенью регенерации $E = 0,8$ и суммарными относительными потерями давления менее 5% (разработка НИИП “Теплопроект” – ПВТ-80 для ГПА типа ГТК-10-4).

Обозначения: 1 – унифицированный модуль; 2 – патрубок подвода газа; 3 – диффузор; 4, 5 – воздухопроводы подвода/отвода сжатого воздуха; 6 – конфузор; 7 – патрубок сброса газа; 8 – дымовая труба.

го водоподогревателя тепловой мощностью 1,2...2,0 МВт.

Выводы

1. Модульные трубчатые рекуперативные ВП, серийно выпускаемые рядом отечественных фирм, с целью замены дефектных пластинчатых ВП ГТП типа ГТК-10-4 и ГТ-750-6 длительной наработкой сотен теплообменников в составе действующих ГПА КС подтвердили свою высокую эксплуатационную надежность.

2. Интенсифицированные ВП со змеевиковыми теплообменными элементами (ТЭ) пока еще не имеют длительной наработки в условиях

КС, склонны к снижению степени регенерации, что неизбежно должно приводить к падению КПД ГТП и, как следствие, перерасходу топлива и дополнительным финансовым затратам.

3. Для выполнения теплогидравлических расчетов следует использовать только достоверные и многократно подтвержденные рекомендации ЦКТИ – ВТИ [8, 9]. Применение для расчетов эмпирических зависимостей, полученных, как правило, в ограниченном диапазоне определяющих параметров, может приводить к существенным ошибкам при проектировании теплообменного аппарата и к созданию неэффективных в условиях промышленной эксплуатации конструкций.

4. При проведении приемочных испытаний ВП на установившихся частичных нагрузках обязательен пересчет результатов опытов на номинальные параметры ГТП и ТА, указанные в ТЗ. Для пересчета целесообразно использовать рекомендации [10].

5. В условиях высокой цены на природный газ внедрение надежных эффективных конструкций (со степенью регенерации не менее $E = 80\%$), позволит существенно сократить срок окупаемости ВП, устанавливаемых на модернизированных ГПА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Костенко Д.А. Какие газотурбинные двигатели необходимы газотранспортной системе Украины? // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 1(68). – С. 22–24.
2. Микаэлян Э. Требования к эксплуатационной пригодности газотурбинных ГПА // Газотурбинные технологии. – 2004. – № 1(28). – С. 14–17.
3. Будзуляк Б.В., Шайхутдинов Ф.Ф., Щуровский В.А. К вопросу о повышении эффективности транспортировки газа в России // Газотурбинные технологии. – 2003. – № 6 (27). – С. 2–4.
4. Васин О., Завальный П., Михайлов А., Русецкий Ю. Модернизация ГПА стационарного типа в условиях компрессорных станций // Газотурбинные технологии. – 2001. – № 1(10). – С. 22–26.
5. Мовчан С.Н., Бочкарев Ю.В., Соломонок Д.Н. Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 8(69). – С. 8–10.
6. Бродов Ю.М. и др. Теплообменники энергетических установок. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 968 с.
7. Виноградов В.В., Орберг А.Н., Сударев В.Б., Шевченко Е.П. Опыт внедрения трубчатых регенераторов на КС // Газовая промышленность. – 2002. – № 11. – С. 68–71.
8. *Тепловой* расчет котлов (нормативный метод). Изд. 3-е. – СПб. – 1998. – 256 с.
9. *Аэродинамический* расчет котельных установок (нормативный метод). Изд. 3-е. – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.
10. Фрумкин Б.С. Определение параметров судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1974. – 240 с.
11. Арсеньев Л.В. и др. Стационарные газовые турбины / Справочник. – Л.: ЛО. Машиностроение, 1989. – 543 с.
12. Дрейцер Г.А. Современные проблемы анализа эффективности, проектирования, производства и эксплуатации компактных трубчатых теплообменных аппаратов. “Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках”. 13-я Школа-семинар под рук. акад. РАН А.И.Леонтьева. – СПб. МЭИ. – 2001. – Т.2. – С. 299–306.
13. Игнатьев Е., Походяев С.Б. Повышение эффективности и надежности теплообменного оборудования для ГТУ // Газотурбинные технологии. – 2001. – № 1 (10). – С. 38–40.
14. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Изд. 3-е, – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
15. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета прочности. ГОСТ 14249-89. – М.: Изд-во, Стандартов. – 52 с.
16. Романов В.И., Кучеренко О.С. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности // Энергетика. – 2007. – № 8. – С. 92–95.
17. Поршаков Б.П., Лопатин А.С., Назаркина А.М., Рябченко А.С. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций. – М.: Недра, 1992. – 207 с.

Получено 16.04.2009 г.

От редакции:

Публикуемая статья одного из ведущих российских специалистов в области промышленно-

го газотурбостроения Главного конструктора НЦ “Керамические двигатели” д.т.н., профессора