

Повышение топливной эффективности турбореактивного двигателя с помощью керамического рекуператора

М.Е. РЕНЕВ,
аспирант,
Л.О. ВОКИН,
Н.В. ПРОДАН,
канд. физ.-мат. наук
(БГТУ «ВОЕНМЕХ»
им. Д.Ф. Устинова,
Санкт-Петербург)
renevme@mail.ru

Исследуется влияние применения противоточных рекуператоров различной массы на повышение кпд и снижение расхода топлива в газотурбинных двигателях с мощностью 3 и 11 кВт. На основе результатов численного моделирования решается задача минимизации топлива и массы газотурбинного двигателя с рекуператором рациональным уменьшением степени рекуперации тепла.

Беспилотный летательный аппарат, рекуператор, малоразмерный газотурбинный двигатель, топливная эффективность, численное моделирование

Повышение кпд газотурбинных двигателей (ГТД), а также снижение расхода топлива и уменьшение вредных выбросов представляет собой актуальную научно-техническую задачу высокой практической значимости. В частности, перспективным направлением является разработка [1] малогабаритного и легкого ГТД для малых летательных аппаратов, ориентированных на выполнение длительных полетов. Малые ГТД мощностью до 100 кВт, как правило, характеризуются значительно меньшей массой по сравнению с поршневыми двигателями, однако их применение ограничено большим расходом топлива. Вследствие этого масса топлива составляет существенную долю полной взлетной массы летательного аппарата.

Одним из известных подходов к снижению расхода топлива и увеличению кпд двигателя является увеличение температуры в камере сгорания [2]. Однако увеличение температуры продуктов сгорания требует обеспечения повышенной жаропрочности камеры сгорания и турбины двигателя, что необходимо для длительной и надежной эксплуатации двигательной установки. В связи с этим проводятся исследования, направленные на разработку эффективных систем охлаждения лопаток турбины, что особенно сложно реализуемо в условиях микротурбин [3]. Для изготовления камеры сгорания и лопаток турбины в настоящее время используются нержавеющая сталь и сплав «Инконель», способный длительно выдерживать температуры до 1200–1300 К, а также другие хромоникелевые сплавы. Перспективно применение керамических композитов на основе карбида кремния, характеризующихся хорошими жаропрочными свойствами. Например, керамика на основе карбида циркония муллита выдерживает температуру до 1600 К [4].

Повышение температуры перед турбиной до 1600 К обуславливает целесообразность применения теплообменников для рекуперации тепла, теряемого с уходящими газами. В рекуператоре за счет использования теплоты горячих выхлопных газов подогревается воздух, подаваемый в камеру сгорания. По теме рекуператоров опубликован ряд обзорных работ [5–8], а также работа [8], где представлены результаты испытаний двигателей с рекуператорами, проведенных в конце 1960-х гг. и в конце XX века, а также рассмотрены перспективы их применения в беспилотных системах.

Крупные оптимизированные наземные энергетические ГТД на основе турбореактивного двигателя с электромашинной имеют кпд порядка 30 %, у малых ГТД кпд не превышает 12–15 %, что определяется низкими значениями параметров термодинамического цикла и большими потерями тепла с уходящими газами [9, 10]. В области малых ГТД существует два основных направления повышения кпд цикла – увеличение степени сжатия в компрессоре и применение рекуператоров тепла. Первый подход в типичных конструктивных реализациях ограничен степенью повышения давления в компрессоре в пределах 4...5; дальнейшее ее увеличение требует применения многоступенчатых компрессоров и турбин [11]. Перспективным направлением исследований является повышение экономической эффективности авиационных малых ГТД за счет применения рекуператора, что обуславливает повышенный интерес к данной тематике [12, 13].

Ключевым параметром теплообменника является степень рекуперации тепла, определяемая как отношение разницы температур воздуха на выходе из рекуператора и после компрессора к разнице тем-

ператур продуктов сгорания на выходе из турбины и воздуха после компрессора. Увеличение степени рекуперации приводит к увеличению количества теплоты, возвращаемой в камеру сгорания, что способствует повышению КПД термодинамического цикла, однако одновременно с этим увеличиваются размеры и масса рекуператора.

Прокачивание воздуха через рекуператор сопровождается потерями из-за гидравлического сопротивления, которые также растут с увеличением степени рекуперации. Например, в работе [14] исследуется функционирование перекрестно-точного рекуператора со степенью рекуперации 0,5 при скоростях рабочего тела до 150 м/с и соотношении массы устройства к массовому расходу 2,32 кг/(кг/с). Такие рекуператоры характеризуются повышенными гидравлическими потерями, достигающими 15–30 %. В работе [9] создан перекрестно-точный рекуператор из стали со степенью рекуперации 0,3–0,4 с коэффициентом восстановления полного давления 0,83.

Тип теплообменника также влияет и на характеристики теплообмена между холодным и горячим газом. В силу высокой теплопроводности стальные теплообменники, как правило, реализуются по прямоточной схеме движения холодного и горячего газа, в то время как для керамических теплообменников с низкой теплопроводностью предпочтительна и технически реализуема противоточная схема, обеспечивающая более высокую эффективность теплопереноса.

В работе [15] рассмотрены модели перекрестно-точных и противоточных рекуператоров. Для данных схем течения, в отличие от прямоточных, характерно достижение степени рекуперации, превышающей 0,5. Это обусловлено более равномерным распределением температурного градиента, при котором воздух, нагретый до половины требуемой температуры, контактирует с более горячими продуктами сгорания в смежных ячейках. В работе [16] исследуются также материалы для рекуператоров – керамика Si_3N_4 с высокой температурой плавления 2173 К и низким коэффициентом теплового расширения $3 \cdot 10^{-6}$ 1/К, прочностью 210 МПа, теплопроводностью 17 Вт/м/К.

В работе [4] проведен анализ влияния теплофизических свойств материалов на достижимую степень рекуперации. Установлено, что значения порядка 0,8 реализуемы в противоточных рекуператорах из муллита с теплопроводностью 3 Вт/м/К. Уменьшение теплопроводности ухудшает эффективность теплопереноса через стенку, разделяющую горячие и холодные потоки. Напротив, ее увеличение способствует интенсификации переноса тепла вдоль пластины, вследствие чего рекуператор в определенной степени утрачивает свойства противоточного обмена: передача тепла осуществляется при меньшем температурном градиенте, а также возрастает вероятность возникновения существенных тепловых потоков между двумя зонами подачи потоков газов, характерных для однонаправленного рекуператора.

Чем больше поверхность теплообмена, тем больше тепла возможно передать в камеру сгорания. С другой стороны, увеличение поверхности теплообмена может приводить к неприемлемому увеличению массы рекуператора. При использовании рекуператоров с турбулентным режимом течения рабочего тела и искривленными поверхностями возможно достичь увеличения тепловых потоков без значительного утяжеления конструкции [17]. Таким образом, задача определения максимальной эффективности теплообменника относится к классу оптимизационных задач [18, 19].

Топливная экономия, обеспечиваемая применением рекуператора в двигателе, возрастает с увеличением продолжительности полета летательного аппарата. В случае кратковременных полетов использование массивного рекуператора является практически нецелесообразным, поскольку приводит к снижению массы полезной нагрузки без достижения существенного выигрыша в виде уменьшения расхода топлива.

В работе [4] рассматриваются керамические двигатели с рекуператорами мощностью около 3,11 кВт, с малой степенью повышения давления в компрессоре (около 1,8–2,3) и высокой температурой в камере сгорания (1500 К). Согласно оценкам КПД рассматриваемого в данной работе двигателя находится на уровне 20 % в сравнении с турбореактивным двигателем JetCat SPT5, который при мощности 6 кВт потребляет 3,4 г/с керосина, а его КПД примерно равен 5 %.

В настоящей работе рассматривается численное решение задачи газодинамики и теплопереноса в керамических рекуператорах различной массы для двигателей с выходной мощностью 3 и 11 кВт (гео-

метрические параметры принимаются в соответствии с данными [4]). За счет варьирования количества пластин рекуператора можно изменить его массу и степень рекуперации при фиксированных расходах воздуха и выхлопных газов. На основе результатов численного моделирования вычисляются степень рекуперации, потери полного давления, степень повышения КПД двигателя и обсуждается возможность экономии топлива, а также минимизации суммарной массы топлива и двигателя за счет оптимизации степени рекуперации. Дополнительно оценивается размер рекуператора.

Рассматривается противоточный кольцевой рекуператор, изготовленный из муллита, с разным количеством пластин (число пластин варьируется в пределах 100...1000) для двигателей с выходной мощностью 3 и 11 кВт, исследуемых в работе [4].

Муллит $Al_xSi_yO_z$ с теплопроводностью 3 Вт/м/К [4] предназначен для работы в рекуператорах с высокой температурой, температура размягчения примерно 1770 К. Плотность муллита составляет приблизительно 2830 кг/м³, теплоемкость – 837 Дж/кг/К.

Температура воздуха принимается равной 342 и 386 К для двигателей мощностью 3 и 11 кВт. Температура выхлопных газов – 1333 К. Массовый расход воздуха и продуктов сгорания, проходящих через рекуператор, составляет 0,045 либо 0,1 кг/с, что соответствует режимам работы двигателей мощностью 3 и 11 кВт. Теплообменные элементы в рекуператоре устанавливаются параллельно друг другу. Внутри каждого элемента проходит горячий газ, а снаружи они обтекаются холодным потоком воздуха с двух сторон. Длина одного элемента – 64 мм, ширина – 20 мм, толщина – 5 мм. Толщина стенок элемента – 1 мм, толщина полости для горячего газа – 3 мм.

Исследования выполнены с использованием численного моделирования в программном пакете ANSYS Fluent. В рамках анализа применяется упрощенная геометрия рекуператора. На рис. 1 вертикальными стрелками обозначается направление движения горячего воздуха, а стрелками вдоль пластины – холодного. Наличие плоской симметрии позволяет разделить элемент и области прохождения потоков на две части. На рис. 1, а показан вид со стороны этой плоскости, на рис. 1, б – с противоположной стороны. При этом учитывается, что холодный воздух обтекает два соседних элемента с одной стороны, тогда как горячий поток взаимодействует с двумя сторонами одного элемента.

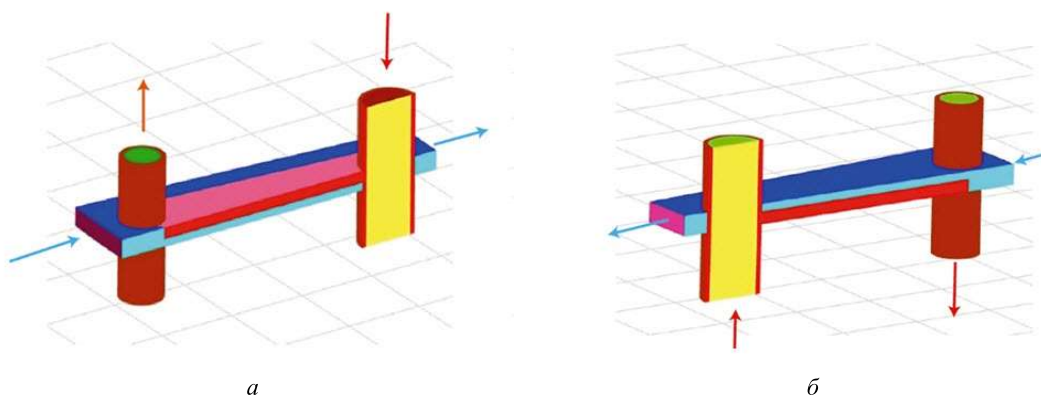


Рис. 1

К рекуператору подсоединены трубки для подачи и отвода горячего и охлажденного воздуха, обеспечивающие возможность задания граничных условий. Трубки для горячего воздуха расположены вертикально. Стрелки указывают на зоны входа и выхода потоков. Трубка с большим радиусом является входом для горячего газа, трубка с меньшим радиусом – выходом. Холодный воздух направлен от широкой границы области, предназначенной для холодного газа, к ее узкой части.

Принимается допущение о равенстве давления в точках входа потоков (а также в точках выхода) для всех элементов рекуператора. Потоки горячего и холодного газов считаются равномерно распределенными между параллельными пластинами. В таком приближении возможно рассмотрение лишь одного элемента рекуператора, но не учитывается неравномерность подачи между разными пластинами.

Полагается, что неравномерность невысока, поскольку у трубок и коллекторов для подачи и выдачи газов размеры протоков существенно выше, чем у пластин.

Решаются уравнения газодинамики в стационарной постановке – уравнение неразрывности, уравнения Навье – Стокса, уравнения переноса тепловой энергии. Среда является сжимаемой. Уравнения Навье – Стокса усредняются по Рейнольдсу. Для замыкания системы уравнений используются уравнения состояния совершенного газа и модель турбулентности $k-\omega$ -SST.

Газовая среда – воздух. Свойства среды (коэффициенты вязкости, теплопроводности) зависят от температуры. Материал стенок – муллит с постоянными свойствами.

Приведем граничные условия. Величина N – число пластин в рекуператоре. На входе для холодного воздуха задается полное давление и температура: для двигателя с мощностью 3 кВт – 182 кПа, 342 К, для двигателя мощностью 11 кВт – 233 кПа, 386 К. На выходе задается массовый расход холодного воздуха $0,25N^{-1} \cdot 0,045$ кг/с для двигателя мощностью 3 кВт и $0,25N^{-1} \cdot 0,045$ кг/с для двигателя мощностью 11 кВт. Обратные течения запрещены. Поправка 0,25 введена из-за условий симметрии и рассмотрения четверти пластины. На входе для горячего воздуха задается такой же массовый расход, как и для холодного на выходе, а температура потока равна 1333 К. На выходе из рекуператора для горячего потока заданы давление 101 кПа и условие отсутствия обратных течений. На поверхностях симметрии задается скользящая стенка без тепловых потоков. На стенках твердое тело – газ задается условие прилипания и тепловой поток.

В пакете ANSYS используется решатель Pressure-Based, Coupled, Pseudo-Transient. Задача решается до получения сходимости.

Проводится серия расчетов для проверки сеточной сходимости решения и распределения безразмерной пристеночной координаты y^+ . Для SST-модели турбулентности допустимое максимальное значение y^+ составляет порядка 2, при котором пристеночные функции не используются, а расчет пристеночных слоев, тепловых потоков в данной модели турбулентности выполняется без упрощений. В параметрических исследованиях используется расчетная сетка, для которой характерное значение $y^+ = 0,3$.

Фрагмент расчетной сетки приведен на рис. 2: *a* – вид сверху; *б* – вид вблизи плоскости симметрии. Сетка содержит 2,5 млн элементов-сот. Степень дискретизации для рассматриваемых уравнений равна двум.

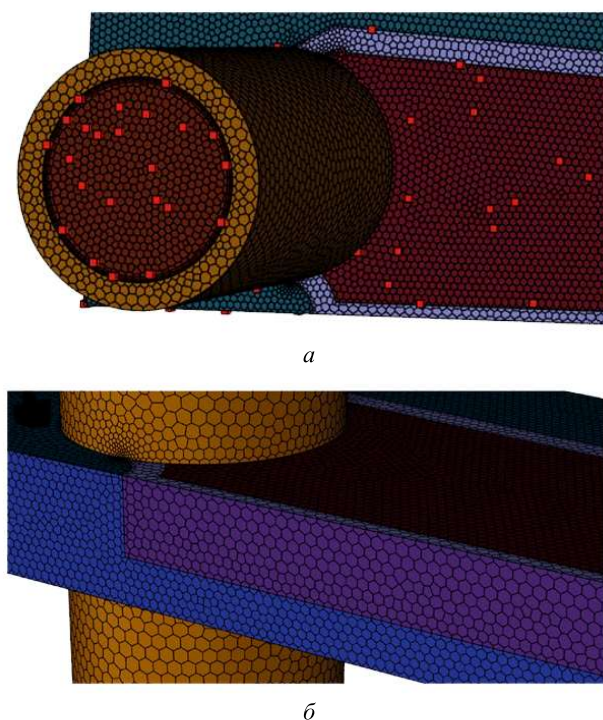


Рис. 2

Результаты численного моделирования рекуператора, содержащего 1000 пластин, массой 8 кг, предназначенного для двигателя с выходной мощностью 3 кВт, демонстрируют степень рекуперации, равную 0,46, при потерях полного давления около 1 %.

Приведем распределения скорости течения V (рис. 3, а) и температуры T (рис. 3, б) в элементе.

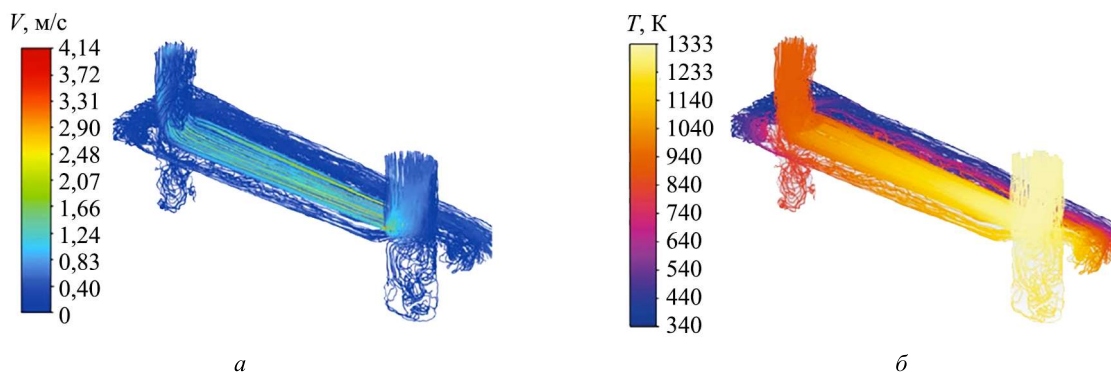


Рис. 3

В ходе расчетов достигается скорость движения газа до 4,14 м/с, а температура горячего газа снижается вдоль тракта рекуператора от входного сечения к выходному – с 1333 до 880 К.

Зависимость степени рекуперации σ от массы рекуператора m_{rec} (масса зависит от количества теплообменных элементов) приведена на рис. 4.

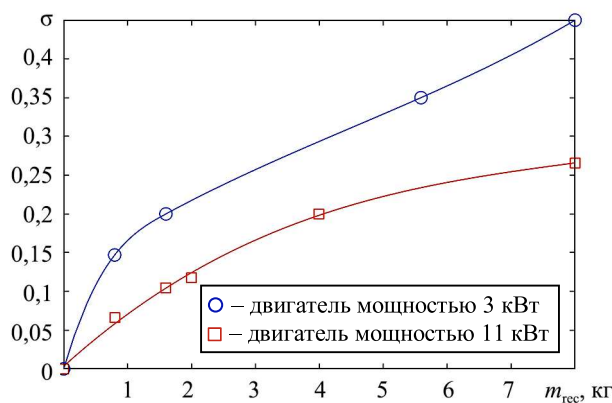


Рис. 4

На рис. 5 приведена зависимость величины снижения расхода топлива от массы рекуператора, учтено увеличение степени рекуперации с ростом массы.

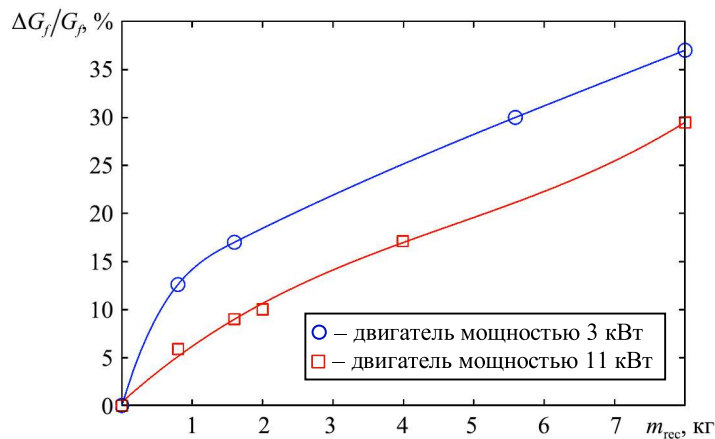


Рис. 5

На рис. 6 приведены соответствующие зависимости для КПД. Установив рекуператор весом 8 кг для двигателя мощностью 3 кВт, можно увеличить исходный КПД в 1,6 раз – с 10 до 16 %. Для двигателя мощностью 11 кВт и с рекуператором, содержащим 100 теплообменных элементов, полное давление не уменьшается более чем на 3 %.

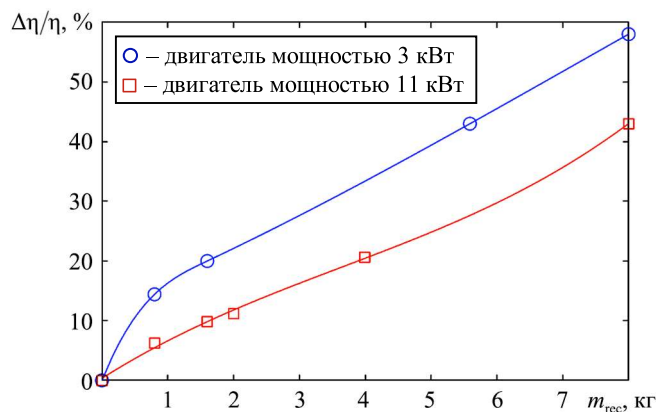


Рис. 6

Мощность теплопередачи между горячим и холодным потоками в рекуператорах, содержащих 100–1000 пластин, для двигателей мощностью 3 и 11 кВт находится в диапазонах 6,6...20 кВт и 6,8...34 кВт.

Приведем зависимости суммарной массы двигателя с рекуператором и топлива от времени полета и массы рекуператора (степени рекуперации) для двигателей мощностью 3 кВт (рис. 7) и 11 кВт (рис. 8).

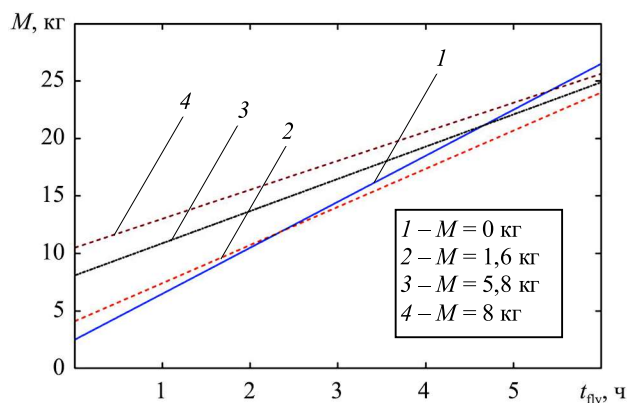


Рис. 7

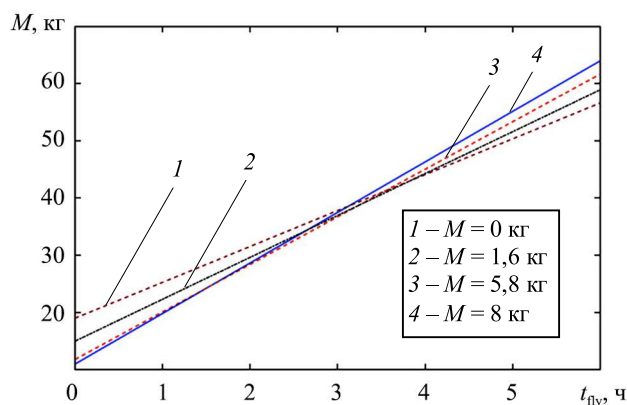


Рис. 8

Масса ГТД без рекуператора, используемая при расчетах массы на заданную продолжительность полета, принимается в соответствии с данными [4].

ГТД мощностью 3 кВт, оснащенный рекуператором массой 1,6 кг, обеспечивает увеличение полезной нагрузки на 2,5 кг при продолжительности полета 6 ч, по сравнению с аналогичным двигателем без рекуператора. При длительности полета 2,25 ч суммарные массы обеих конфигураций двигателя оказываются равными. Увеличение массы рекуператоров приводит к снижению расхода топлива, однако этот эффект является незначительным. Для проявления существенной разницы в полезной массе требуется значительное увеличение времени полета.

В случае двигателя мощностью 11 кВт использование рекуператора массой 1,6 кг обеспечивает увеличение полезной нагрузки на 2,4 кг при продолжительности полета 6 ч. Благодаря более высокой мощности двигателя и увеличенному расходу воздуха возможно применение рекуператоров большей массы. Так, рекуператоры массой 5,8 и 8 кг позволяют увеличить полезную нагрузку на 5 и 7,4 кг при той же продолжительности полета. Массы двигателей с различными рекуператорами остаются приблизительно одинаковыми для полетов длительностью около 1,5–3,5 ч.

Оценен размер рекуператора, содержащего 1000 пластин и имеющего массу 8 кг. Конструктивная схема рекуператора приведена на рис. 9. Рекуператор разделен на 20 секторов, равномерно расположенных вокруг предполагаемой оси двигателя, при этом в каждом секторе размещено 50 пластин. Внешний и внутренний диаметры рекуператора составляют 250 и 120 мм, протяженность рекуператора равна 150 мм. Для рекуператоров с меньшим числом пластин длина пропорционально уменьшается.

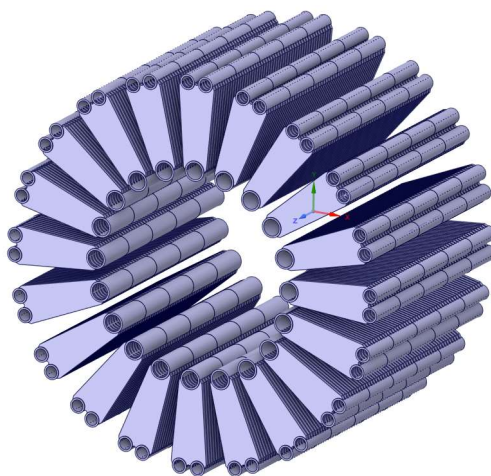


Рис. 9

Таким образом, выполнены расчеты керамических рекуператоров для ГТД с целью оценки их степени рекуперации, потерь давления и увеличения топливной эффективности в зависимости от массы рекуператоров. Показано, что при массе рекуператора около 2–8 кг степень рекуперации для малых ГТД мощностью 3 и 11 кВт составляет примерно 10–40 %. Размеры рекуператора массой 8 кг оценены следующим образом: внешний и внутренний диаметры – 250 и 120 мм, протяженность – 150 мм. При этом потери полного давления не превышают 3 %. Использование различных рекуператоров позволяет увеличить полезную нагрузку летательного аппарата при фиксированном времени полета за счет оптимизации соотношения массы топлива и массы рекуператора. Для заданной дальности полета существует оптимальная степень рекуперации тепла и соответствующая ей оптимальная масса рекуператора. При более длительных полетах целесообразно использовать рекуператоры большей массы. Выигрыш в массе полезной нагрузки достигает 2,5 кг для двигателя мощностью 3 кВт и 7,4 кг для двигателя мощностью 11 кВт при длительности полета 6 ч. При полете продолжительностью менее 3 ч применение рекуператора нецелесообразно.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в ходе реализации проекта «Разработка фундаментальных и прикладных основ перспективных методов увеличения эффективности малоразмерных газотурбинных двигателей беспилотных летательных аппаратов и аэрокосмических транспортных систем, а также наземных энергетических установок», № FZWF-2024-0004.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ремчуков С.С. и др. Разработка перспективного малоразмерного турбовентиляторного реактивного двигателя на основе базового газогенератора // Изв. вузов. Авиационная техника. 2023. № 1. С. 75–81.
2. Теория воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1975. 568 с.
3. Мамаев Б.И., Кузнецова А.Л. Влияние охлаждения на работу турбины // Изв. вузов. Авиационная техника. 2024. № 4. С. 95–99.
4. Vick M.J. High Efficiency Recuperated Ceramic Gas Turbine Engines for Small Unmanned Air Vehicle Propulsion. Imperial College London, 2012. 185 с.
5. McDonald C.F. et al. Recuperated Gas Turbine Aeroengines. Part I: Early Development Activities // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2008. Vol. 80. № 2. P. 139–157.
6. McDonald C.F. et al. Recuperated Gas Turbine Aeroengines. Part II: Engine Design Studies Following Early Development Testing // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2008. Vol. 80. № 3. P. 280–294.
7. McDonald C.F. et al. Recuperated Gas Turbine Aeroengines. Part III: Engine Concepts for Reduced Emissions, Lower Fuel Consumption, and Noise Abatement // Aircraft Engineering and Aerospace Technology. 2008. Vol. 80. № 4. P. 408–426.
8. Zhang C., Gümmer V. High Temperature Heat Exchangers for Recuperated Rotorcraft Powerplants // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 154. P. 548–561.
9. Konečná E., Teng S.Y., Máša V. New Insights into the Potential of the Gas Microturbine in Microgrids and Industrial Applications // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2020. Vol. 134. Article № 110078.
10. Banihabib R., Assadi M. The Role of Micro Gas Turbines in Energy Transition // Energies. 2022. Vol. 15. № 21. Article № 8084.
11. Попов Г.М. и др. Повышение точности определения характеристик многокаскадных осевых турбин авиационных двигателей с использованием трехмерного численного моделирования // Изв. вузов. Авиационная техника. 2024. № 1. С. 87–93.
12. Осипов И.В., Ремчуков С.С. Малоразмерный газотурбинный двигатель со свободной турбиной и теплообменником системы регенерации тепла в классе мощности 200 л. с. // Вестник МАИ. 2019. № 2. С. 81–90.
13. Дадоян Р.Г. и др. Формирование облика рекуператора для малоразмерного ГТД с регенерацией тепла // Вестник УГАТУ. 2021. № 1 (91). С. 22–32.
14. Кузьмичев и др. Математическая модель расчета массы теплообменника в задачах оптимизации параметров рабочего процесса авиационных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. № 3. С. 67–80.
15. Min J.K. et al. High Temperature Heat Exchanger Studies for Applications to Gas Turbines // Heat and Mass Transfer. 2009. Vol. 46. № 2. P. 175–186.
16. Ghanbari M., Ahmadi M., Lashanizadegan A. A Comparison between Peng–Robinson and Soave–Redlich–Kwong Cubic Equations of State from Modification Perspective // Cryogenics. 2017. Vol. 84. P. 13–19.
17. Исаев С.А. и др. Гидродинамика и теплообмен в щелевых каналах с перспективными поверхностными интенсификторами // Изв. вузов. Авиационная техника. 2023. № 4. С. 146–152.
18. Миронов А.А. и др. Повышение эффективности авиационных теплообменных аппаратов // Изв. вузов. Авиационная техника. 2020. № 1. С. 134–140.
19. Ремчуков С.С. и др. Расчетно-экспериментальные исследования модуля пластинчатого теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя с регенерацией тепла // Изв. вузов. Авиационная техника. 2023. № 3. С. 105–111.

Поступила в редакцию 18.08.25

После доработки 22.09.25

Принята к публикации 24.09.25

Improving the Fuel Efficiency of a Turbojet Engine Using a Ceramic Recuperator

M.E. RENEV, L.O. VOKIN, AND N.V. PRODAN

Baltic State Technical University “Voenmeh”, Saint Petersburg

This study explores the potential for improving the engine efficiency and reducing fuel consumption through the use of counterflow recuperators of different masses in engines with output power of 3 and 11 kW. Numerical modeling results are used to minimize fuel consumption and engine weight with a recuperator by intelligently reducing the degree of heat recovery.

Unmanned aerial vehicle, recuperator, small-sized gas turbine engine, fuel efficiency, numerical modeling

Исследование влияния вихрей Кармана на колебания флюгерного чувствительного элемента датчика аэродинамических углов

Обоснована критическая значимость точного измерения аэродинамических углов атаки и скольжения для задач пилотирования, автоматического управления, обеспечения безопасности полета самолетов и других летательных аппаратов. Отмечено, что одним из наиболее распространенных типов датчиков для решения данной задачи являются флюгерные датчики аэродинамических углов, конструкции которых варьируются по форме и параметрам. Установлено, что в процессе эксплуатации на флюгерный чувствительный элемент датчика аэродинамических углов, кроме внешних атмосферных возмущений, неблагоприятное воздействие оказывают вихри Кармана. Их образование связано с периодическим срывом потока со смежных обтекаемых поверхностей флюгера. В связи с этим целью исследования является разработка математического аппарата, предназначенного для моделирования и исследования влияния вихрей Кармана на колебательные процессы флюгерного чувствительного элемента датчика аэродинамических углов. Полученная модель является основой для решения прикладных задач – обнаружения и уменьшения амплитуды колебаний, обусловленных влиянием вихрей Кармана.

В.М. СОЛДАТКИН,
д-р техн. наук,
В.В. СОЛДАТКИН,
д-р техн. наук,
Е.С. ЕФРЕМОВА,
канд. техн. наук
(КНИТУ-КАИ, Казань),
И.А. РАЗУМОВ,
Д.А. ИСТОМИН
(УКБП, Ульяновск)
w-soldatkin@mail.ru

Аэродинамические углы, измерение, датчик, вихри Кармана, чувствительный элемент, колебания, моделирование

Движение летательных аппаратов происходит в пределах атмосферы, и при их пилотировании, автоматическом управлении, решении задач обеспечения безопасности и эффективности решения полетных задач необходима достоверная информация об аэродинамических углах атаки и скольжения, определяющих аэродинамику и динамику движения относительно окружающей воздушной среды [1–6].

На самолетах и других летательных аппаратах для измерения углов атаки и скольжения широко используются флюгерные датчики аэродинамических углов, отличающиеся простотой конструкции, достаточно высокой точностью измерения в рабочих диапазонах эксплуатации [7, 8]. Однако на вынесенный в набегающий воздушный поток и установленный на опорах флюгерный чувствительный элемент, ориентирующийся по направлению набегающего воздушного потока, воздействуют возмущения атмосферы и вихри Кармана [9, 10], обусловленные периодическим срывом потока со смежных обтекаемых поверхностей флюгера. Вихри Кармана являются причиной вынужденных колебаний флюгерного чувствительного элемента и выходного сигнала флюгерного датчика аэродинамических углов.

Модели движения флюгерного чувствительного элемента датчика аэродинамических углов в режиме измерения аэродинамического угла

Флюгерный датчик аэродинамических углов конструктивно представляет собой измерительное устройство точной механики, флюгерный чувствительный элемент которого выполнен в виде установленного в набегающем потоке и вращающегося в опорах удобообтекаемого тела (флюгера), вынесенного за пределы пограничного слоя летательного аппарата. Под действием аэродинамических сил флюгер ориентируется по направлению набегающего воздушного потока, и угловое положение флюгера относительно направления продольной оси летательного аппарата определяет величину и знак измеряемого аэродинамического угла.

Пренебрегая трением в опорах, что обеспечивается при скорости набегающего воздушного потока $V \geq 100 \div 150$ км/ч, динамические свойства флюгерного чувствительного элемента опишем дифференциальным уравнением вида [7, 8]

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + C_d \frac{d\varphi}{dt} + 0,5C_y S l_1 \rho V^2 \varphi(t) = 0,5C_y S l_1 \rho V^2 \alpha(t), \quad (1)$$

где I – момент инерции подвижной системы флюгерного чувствительного элемента; C_d – коэффициент демпфирования подвижной системы флюгерного чувствительного элемента; $\varphi(t)$ – угловое положение флюгера относительно направления набегающего воздушного потока, по величине и знаку равное изменяемому аэродинамическому углу $\alpha(t)$; C_y^α – коэффициент подъемной силы профиля; S – площадь оперения флюгера; l_1 – расстояние от линии фокуса профиля до оси вращения флюгера; $0,5\rho V^2$ – скоростной напор набегающего потока со скоростью V и массовой плотностью воздуха ρ . При этом собственное аэродинамическое демпфирование подвижной системы определяется коэффициентом аэродинамического демпфирования, определяемым выражением [8]

$$C_{да} = 0,5C_y^\alpha l_1 S \rho V. \quad (2)$$

Для того чтобы каждый член выражения (1) имел размерность момента силы, необходимо вместо массовой плотности ρ использовать весовую плотность $\rho_B = \rho/g$; где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести. С этой целью все члены уравнения (1) делят на ускорение g . Для получения размерности углов φ , α , град, все члены уравнения (1) делят на 57,3, и уравнение принимает следующий вид:

$$I_n \frac{d^2\varphi}{dt^2} + C_{дп} \frac{d\varphi}{dt} + 0,5C_y^\alpha S l_1 \rho_B V^2 \varphi(t) = 0,5C_y^\alpha S \rho_B V^2 \alpha(t), \quad (3)$$

где $I_n = I/57,3g$ – приведенный момент инерции флюгерного чувствительного элемента, $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2/\text{град}$; $C_{дп} = C_{да}/57,3g$ – приведенный коэффициент демпфирования подвижной системы флюгерного чувствительного элемента, $\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}/\text{град}$.

Разделив члены левой и правой части уравнения (3) на сомножитель $0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2$, получим

$$\frac{I_n}{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{C_{дп}}{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2} \frac{d\varphi}{dt} + \varphi(t) = \alpha(t). \quad (4)$$

С целью упрощения уравнение (4) приводят к виду

$$T_2^2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + T_1 \frac{d\varphi}{dt} + \varphi(t) = \alpha(t), \quad (5)$$

где

$$T_1 = \frac{C_{дп}}{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2}; \quad T_2 = \sqrt{\frac{I_n}{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2}}. \quad (6)$$

Обозначив $\zeta = \frac{T_1}{2T_2} = \frac{C_{дп}}{2} \sqrt{\frac{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2}{I_n}}$, получим следующую форму записи дифференциального

уравнения (5), описывающего движение флюгерного чувствительного элемента, установленного в набегающем воздушном потоке:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + 2\zeta\omega_0 \frac{d\varphi}{dt} + \omega_0^2 \varphi(t) = \omega_0^2 \alpha(t), \quad (7)$$

где $\omega_0 = \frac{1}{T_2} = \sqrt{\frac{0,5C_y^\alpha l_1 S \rho_B V^2}{I_n}}$ – собственная частота недемпфированных колебаний флюгерного чувствительного элемента; ζ – безразмерный коэффициент затухания (степень успокоения) недемпфированных колебаний флюгерного чувствительного элемента.

Как отмечается в работе [8], собственное (аэродинамическое) демпфирование флюгерного чувствительного элемента не обеспечивает требуемые динамические характеристики флюгерных датчиков

аэродинамических углов, поэтому возникает необходимость использования дополнительного встроенного демпфера и выбора оптимального суммарного коэффициента затухания (степени успокоения) колебаний флюгерного чувствительного элемента. На практике близким к оптимальному и технически реализуемым значением коэффициента затухания является $\zeta_{\text{opt}} = 0,5 \div 0,7$ [8].

Тогда выбор значения суммарного коэффициента демпфирования флюгерного чувствительного элемента должен удовлетворять условию

$$C_{\text{дл}} = C_{\text{да}} + C_{\text{дв}} = (0,5 \dots 0,7) \sqrt{2I_{\text{п}} C_y^{\alpha} l_1 S \rho_{\text{в}} V^2}, \quad (8)$$

где $C_{\text{дв}}$ – коэффициент демпфирования дополнительного встроенного воздушного или жидкостного демпфера.

Важной характеристикой задемпфированного флюгерного чувствительного элемента является круговая частота собственных задемпфированных колебаний ω_c , определяемая выражением

$$\omega_c = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\rho_{\text{в}}} V \sqrt{\frac{0,5 C_y^{\alpha} l_1 S}{I_{\text{п}}}} \sqrt{1 - \zeta^2}. \quad (9)$$

Тогда уравнение, определяющее движение задемпфированного флюгерного чувствительного элемента при изменении $\alpha(t)$ измеряемого аэродинамического угла, принимает вид

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2\zeta \omega_c \frac{d\varphi}{dt} + \omega_c^2 \varphi(t) = \omega_c^2 \alpha(t). \quad (10)$$

Полученные модели позволяют исследовать факторы, влияющие на движение флюгерного чувствительного элемента в условиях эксплуатации флюгерного датчика аэродинамических углов, в том числе влияние вихрей Кармана.

Модели параметров вихрей Кармана и оценка их влияния на колебания флюгерного чувствительного элемента

Как показано в работах [9, 10], вследствие процесса образования и периодического срыва вихрей со смежных обтекаемых набегающим воздушным потоком поверхностей флюгера на флюгерный чувствительный элемент действует дополнительная периодическая аэродинамическая сила $F_{\text{ВК}}(t)$, обусловленная наличием периодических импульсов разрежения и повышения давления вблизи смежных обтекаемых поверхностей флюгера при срыве с его поверхности вихрем Кармана.

Модель периодической аэродинамической силы $F_{\text{ВК}}(t)$, обусловленной вихрями Кармана, можно представить в виде [10]

$$F_{\text{ВК}}(t) = (0,05 \dots 0,08) S q \sin \frac{2\pi \text{Sh}}{d_{\text{м}}} V t = (0,05 \dots 0,08) 0,5 S \rho_{\text{в}} V^2 \sin \omega_{\text{ВК}} t, \quad (11)$$

где Sh – безразмерное число Струхаля, значение которого в зоне устойчивого вихреобразования за телом флюгера находится в интервале $0,165 \dots 0,18$ [9, 10]; $d_{\text{м}}$ – размер миделевого сечения флюгера; $\omega_{\text{ВК}} = \frac{2\pi \text{Sh}}{d_{\text{м}}} = 2\pi f_{\text{ВК}}$ – круговая частота вихрей Кармана, $f_{\text{ВК}} = \frac{\text{Sh}}{d_{\text{м}}} V$ – частота вихрей Кармана, формируемых при обтекании флюгера; $0,05 \dots 0,08$ – эмпирически полученные значения [11].

Как показано в работе [11], устойчивое вихреобразование на обтекаемых поверхностях флюгера наблюдается в диапазоне числа Рейнольдса $10^3 < \text{Re} < 1,6 \cdot 10^5$, где $\text{Re} = \frac{V d_{\text{м}}}{\nu}$, ν – кинематическая вязкость воздуха, зависящая от барометрической высоты полета летательного аппарата.

Момент $M_{\text{БК}}(t)$ аэродинамической силы от вихрей Кармана, действующий на флюгерный чувствительный элемент, приведенный к весовой плотности ρ_v и размерности его угла поворота $\varphi(t)$, град, определяется выражением

$$M_{\text{БК}}(t) = (0,05 \dots 0,08) 0,5 l_1 S \rho_v V^2 \sin \omega_{\text{БК}} t. \quad (12)$$

Подставляя момент $M_{\text{БК}}(t)$ в правую часть выражения (10), получим выражение, определяющее движение флюгерного чувствительного элемента из-за влияния вихрей Кармана, в виде

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2\zeta \omega_c \frac{d\varphi}{dt} + \omega_c^2 \varphi(t) = \omega_c^2 \alpha_{\text{БК}}(t), \quad (13)$$

где $\alpha_{\text{БК}}(t) = \varphi_m \sin \omega_{\text{БК}} t$ – колебание флюгерного чувствительного элемента, обусловленное вихрями Кармана; $\varphi_m = \frac{0,05 \div 0,08}{C_y^\alpha}$ – амплитуда колебаний флюгерного чувствительного элемента от вихрей Кармана.

С учетом амплитудно-частотной характеристики колебательного динамического звена второго порядка [12] амплитуда $\Delta\varphi_{\text{БК}}$ колебаний флюгерного чувствительного элемента, обусловленная влиянием вихрей Кармана, будет определяться выражениями

$$\varphi_{\text{БК}} = \frac{\omega_c \varphi_m}{\sqrt{\frac{(\omega_c^2 - \omega_{\text{БК}}^2)^2}{\omega_c^2} + 4\zeta^2 \omega_{\text{БК}}^2}}; \quad \varphi_{\text{БК}} = \frac{f_c \varphi_m}{\sqrt{\frac{(f_c^2 - f_{\text{БК}}^2)^2}{f_c^2} + 4\zeta^2 f_{\text{БК}}^2}}, \quad (14)$$

где

$$f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} = \frac{\sqrt{\rho_v}}{2\pi} V \sqrt{\frac{0,5 C_y^\alpha l_1 S}{I_\Pi}} \sqrt{1 - \zeta^2}; \quad f_{\text{БК}} = \frac{\omega_{\text{БК}}}{2\pi}. \quad (15)$$

Для расчетного флюгерного чувствительного элемента классической схемы с флюгером, разнесенным относительно оси вращения, параметрами флюгера и подвижной системы флюгерного чувствительного элемента [8] ($C_y^\alpha = 0,04$ 1/град, $d_m = 0,012$ м, $l_1 = 0,052$ м, $S = 24 \cdot 10^{-2}$ м², $I_\Pi = 8,6 \cdot 10^{-7}$ кг·м·с²/град, $\zeta = 0,5$ при барометрической высоте $H = 0$ и скорости набегающего воздушного потока $V = 200$ км/ч) получены следующие значения: $f_c = 6,92$ Гц, $f_{\text{БК}} = \frac{0,165}{0,012} \cdot 55,5 = 763$ Гц, $\varphi_m = \frac{0,05 \div 0,08}{0,04} = 1,25 \dots 2^\circ$, расчетная амплитуда колебаний флюгерного чувствительного элемента, обусловленная влиянием вихрей Кармана, $\varphi_{\text{БК}} = (0,015 \div 0,06)^\circ$. Следовательно, вихри Кармана из-за существенного (более чем в 100 раз) больших частот $f_{\text{БК}}$ в сравнении с собственной частотой f_c флюгерного чувствительного элемента не оказывают влияние на колебания флюгерного чувствительного элемента в рабочих диапазонах эксплуатации флюгерного датчика аэродинамических углов.

Обоснование причины и формирование методики исследования влияния вихрей Кармана на колебание флюгерного чувствительного элемента флюгерного датчика аэродинамических углов

Процесс образования вихрей Кармана при обтекании флюгера, расположенного в набегающем воздушном потоке, можно представить в виде срыва потоков, обусловленных обтеканием двух смежных рабочих поверхностей флюгера, например, в виде клиновидного тела.

При изготовлении флюгера линейные размеры и кривизна смежных рабочих поверхностей выполняются с определенной точностью, что является причиной нарушения симметричности обтекания смежных рабочих поверхностей флюгера набегающим воздушным потоком.