

$$W_{cyo} = W_{mco} \sqrt{\frac{\rho_{mo}}{\rho_e} \left[1 - \frac{3}{4} R_o \frac{C_{do}}{\delta_{ko}} |W_{mro} - W_{cro}| (W_{mro} - W_{cro}) / W_{mco}^2 \right]} .$$

Исходную величину T_{eo} получаем из приближенного балансного соотношения

$$\dot{m}_{ek} C_e (T_{eo} - T_{ek}) = \dot{m}_{mo} \cdot C_{pm} (T_{mo} - T_{mk}) + \dot{m}_{vo} \psi_0 . \quad (34)$$

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ,

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сполдинг Д.Б. Конвективный массоперенос. - М.-Л., Энергия, 1965, 384с.
2. Solbrig C.W., Mc Fadden I.H., Lyczkowski R.W., Huyhes E.D. Heat transfer and friction correlations required to describe steam-water behavior in nuclear safety studies. - AIChE Symp. Ser., 1978, 74, N 174., p. 100-128.

УДК 536.8:621.438

П.П. КОСТЕНКО, Д.А. МУНДШТУКОВ

ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С КОНВЕРСИЕЙ ТОПЛИВА В ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ЦИКЛЕ

Одним из наиболее перспективных методов повышения экономичности энергетических установок и двигателей является термохимическая регенерация теплоты выхлопных газов, когда эту теплоту передают топливу и осуществляют его конверсию. Но конверсия топлива возможна лишь в стехиометрических продуктах сгорания. У современных же ГТД коэффициент избытка воздуха в камере сгорания существенно выше единицы. Введение топлива в отработавшие газы приводило бы в таком случае к его окислению избыточным кислородом, т.е. к его бесполезному сгоранию, а вовсе не к конверсии.

В монографии [1] рассмотрены схемы ГТУ со стехиометрической камерой сгорания, которая работает на продуктах конверсии в качестве топлива и продукты сгорания которой имеют поэтому более низкую, приемлемую для лопаток турбины стехиометрическую температуру. В Харьковском авиаинституте в течение ряда лет исследуются и другие возможные способы осуществления конверсии топлива в ГТУ, позволяющие повысить как экономичность, так и удельную мощность энергетической установки или двигателя при любых условиях работы их камеры сгорания [2]. Для этого между компрессором и камерой сгорания ГТД следует включить специальное устройство - конвертор-преобразователь, в котором осуществляют дополнительный цикл теплового двигателя. Регенерируют не теплоту газов на выходе ГТД, хотя и это не исключено, а всю теплоту, отводимую в дополнительном цикле.

Конвектор-преобразователь может быть выполнен по-разному. В частности, он может включать ДВС с камерой конверсии. Такие, по сути мотоконпрессорные, схемы ГТД с конверсией топлива по сравнению с мотоконпрессорными ГТД без конверсии, как показано ранее, позволяют повысить удельную мощность двигателя примерно на 10%, а его экономичность - на 20% [2]. По сравнению с обычными ГТД выигрыш в экономичности будет примерно тем же, а в удельной мощности - гораздо больше, 45-60%.

В настоящей работе проанализированы схемы ГТД с конверсией топлива в дополнительном цикле, осуществляемом уже не в ДВС, а в ряде последовательно расположенных элементов, составляющих конвектор-преобразователь. В их число входят стехиометрическая форкамера, дополнительная турбина за ней, камера конверсии и компрессор продуктов конверсии.

За компрессором I (рис. I) часть воздуха, называемую пассивной, как обычно, направляют в основную камеру сгорания ГТД. Ос-

Схема ГТД с конверсией топлива в дополнительном цикле.

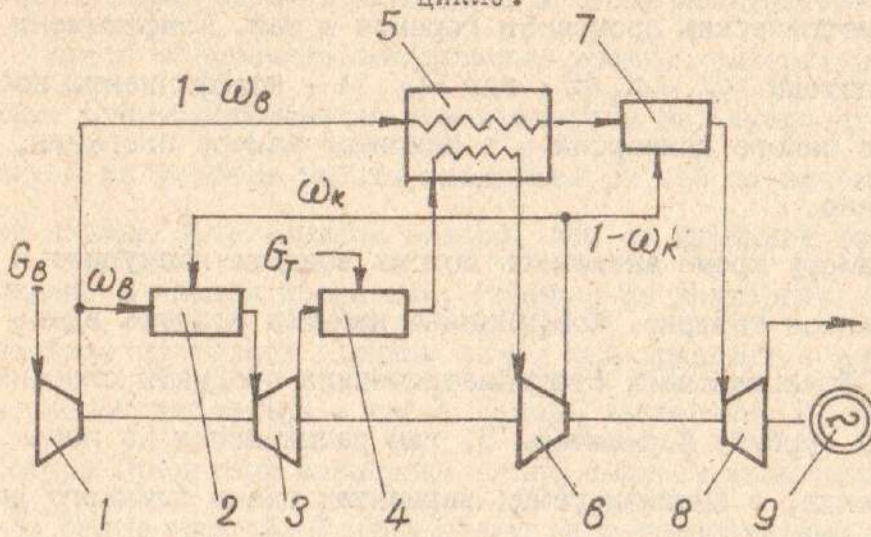


Рис. 1.

Характеристики ГТД без конверсии и с конверсией топлива.

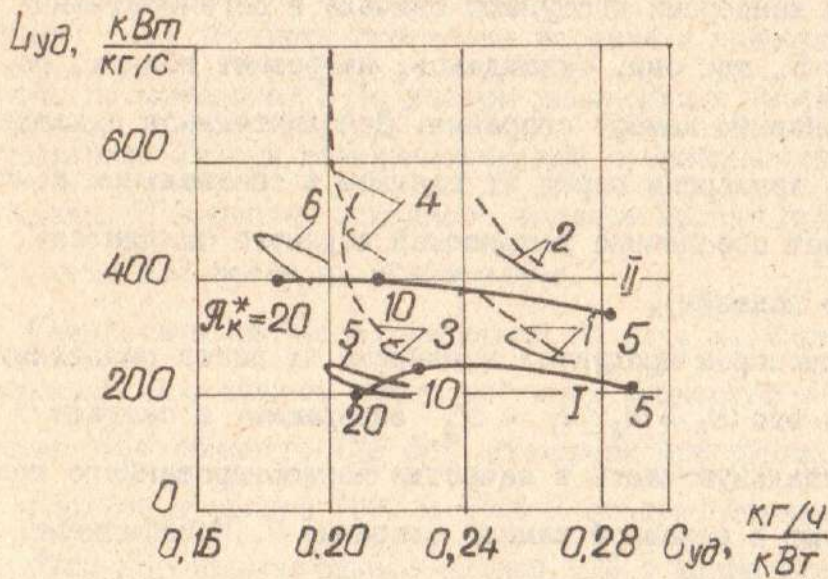


Рис. 2

I, II - без конверсии топлива с температурой T_3^* : I - 1200 К;
 II - 1500 К: 1 - 6 - ГТД с конверсией: 1, 3, 5 - $T_3^* = 1200$ В:
 2, 4, 6 - $T_3^* = 1500$ К: 1, 2, - $\gamma_k^* = 5$; 3, 4 - $\gamma_k^* = 10$; 5, 6 - $\gamma_k^* = 20$
 - - - - без водяного охлаждения продуктов конверсии:
 - - - - с водяным охлаждением.

тальную же его часть ω_B , активную, направляют в форкамеру 2 со стехиометрическим процессом горения в ней. Коэффициент разделения потока $\omega_B = \alpha_2/\alpha$, где α_2, α — коэффициенты избытка воздуха в камере конверсии и в основной камере сгорания, соответственно.

В форкамеру кроме активного потока воздуха поступает и конвертированное топливо. Коэффициент избытка воздуха здесь $\alpha_1 = 1$. Образовавшиеся стехиометрические продукты сгорания поступают на турбину форкамеры 3, где расширяются до некоторого давления, в анализируемых вариантах схемы близкого давлению на входе в двигатель. Далее их направляют в камеру конверсии 4, куда подают и топливо в исходном виде, так что коэффициент избытка воздуха в камере конверсии $\alpha_2 < 1$.

Продукты конверсии поступают сначала в регенеративный теплообменник 5, где они, охлаждаясь, нагревают воздух, подаваемый в основную камеру сгорания. Дополнительное охлаждение продуктов конверсии перед их сжатием в специальном компрессоре 6 будет обеспечено установкой водяного охладителя (на рис. I не показан),

За компрессором продуктов конверсии их поток разделяют надвое. Часть его $\omega_K = \alpha_2/\alpha_1 = \alpha_2$ возвращают и сжигают в форкамере. Остальную часть в качестве конвертированного топлива используют в основной камере сгорания 7. Коэффициент избытка воздуха в ней $\alpha > 1$ находят из условия достижения заданной температуры газа перед турбиной 8. Полезную работу передают потребителю мощности 9.

Таким образом, топливо в исходном виде подают только в камеру конверсии, т.е. на выходе дополнительного цикла. Конверсию осуществляют не в части выхлопных газов двигателя, что является ее традиционным способом [1], а во всем потоке стехиометрических продуктов сгорания за турбиной форкамеры, для че-

го и организовывают дополнительный цикл. Правда, как видим, его осуществление требует включения в схему дополнительных агрегатов.

Важно обеспечить необходимые уровни температур в этих агрегатах. Стехиометрическая температура в форкамере должна быть приемлемой из условия работы следующей за ней по потоку турбины. Но и не должна быть слишком низкой, ибо за турбиной форкамеры поток попадает в камеру конверсии. Реакции же конверсии при низких температурах протекают слишком вяло, что приведет к необходимости увеличения габаритов и массы камеры конверсии. И, наконец, температуру продуктов конверсии перед сжатием желательно иметь как можно более низкой. С этой целью за регенеративным теплообменником устанавливают добавочный охладитель - водяной.

Наиболее важная особенность методики расчета - в каждом процессе учитываем переменность состава и теплофизических свойств рабочего тела. Расчеты процессов горения и конверсии топлива выполнены по методике [3] с учетом диссоциации газов в равновесном приближении. Учтены газодинамические и тепловые потери в тракте двигателя. В качестве исходного топлива принят природный газ (метан), хотя это вовсе не обязательно.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. Жирные кривые I, II показывают зависимость между удельной мощностью $L_{y\partial}$ и расходом топлива $G_{y\partial}$ обычного ГТД без конверсии при температуре газов перед основной турбиной 1200 и 1500 К соответственно. Они представляют базу для сравнительной оценки ГТД с конверсией топлива. Результаты его расчета с различными степенями сжатия компрессора π_k^* нанесены тонкими линиями: сплошными - без водяного охлаждения продуктов конверсии перед их сжатием, пунктирные - с таким их охлаждением. В последнем случае при высоких значениях π_k^* температура воздуха за компрессором превышает температуру газов за камерой конверсии и регенерация в теплообменнике невозможна. Тонкие кривые отходят вверх и влево от жирных базовых линий по мере уве-

личения коэффициента избытка воздуха α_2 в камере конверсии.

Анализ результатов показывает что, используя конверсию топлива, можно добиться существенного улучшения удельных показателей ГТД - как $L_{y\partial}$, так и $C_{y\partial}$. Особенно ощутимы выигрыш по $C_{y\partial}$ будет при небольших значениях \mathcal{A}_K^* . Водяное охлаждение продуктов конверсии резко повышает $L_{y\partial}$. Правда, это требует включения в схему еще одного дополнительного агрегата - водяного охладителя со своей системой водоснабжения.

Результаты расчетов показывают, что оптимальный коэффициент избытка воздуха в камере по конверсии $\alpha_2 \approx 0,5$. При этом, как правило, регенерация возможна при условии совмещения теплообменника-регенератора с камерой конверсии. Температура газов перед турбиной форкамеры составляет 1440-1600 К. Меньшая цифра, естественно относится к варианту схемы с водяным охлаждением продуктов конверсии.

Температура в камере конверсии падает от ее входа к выходу с 1200 до 790 К (при водяном охлаждении - с 1070 до 750 К). Первоначально стехиометрический состав на входе в камеру меняется в ходе реакций конверсий в сторону образования окиси углерода CO и, особенно заметно, водорода H_2 за счет уменьшения доли двуокиси углерода CO_2 и паров воды H_2O . Появляется метан CH_4 , при $\alpha_2 < 0,5$ начинает образовываться в ощутимых количествах сажа - углерод в твердой фазе.

Конверсия топлива в дополнительном цикле позволяет увеличить удельную мощность ГТД примерно на 30%, а в схеме с водяным охлаждением продуктов конверсии - даже на 70%. Выигрыш в экономичности при небольших степенях сжатия компрессора составляет 12-15%, опять-таки являясь более высоким при наличии водяного охлаждения. В этом случае получаем и более низкую, более приемлемую температуру газов перед турбиной форкамеры. Степень регенерации теплоты

в теплообменнике-регенераторе всегда желательно иметь по возможности более высокой, особенно в схемах ГТД без водяного охлаждения продуктов конверсии перед их сжатием.

Выполненная работа подтверждает перспективность исследований, направленных на создание ГТД с конверсией топлива, что позволит значительно улучшить удельные показатели двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Носач В.Г. Энергия топлива. - Киев, Наукова думка, 1989. - 147с.
2. Мундштуков Д.А., Костенко П.П. "Термохимическая регенерация теплоты путем конверсии топлива" Авиационно-космическая техника и технология. Тр. Харьк. авиац. ин-та. Харьков, ХАИ, 1994, с. 127-132.
3. Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П., Худяков В.А. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания. - М.: АН СССР, т. I, 1971. - 266с.

УДК 621.438

С.Д. ФРОЛОВ, В.В. СМАНЦЕР, И.Ю. СТЕПАНОВ, А.В. ВОДОЛАЖЧЕНКО

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИХРЕВОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА (ВИК) МАСЛО-ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ АВИАЦИОННОГО ГТД

ВИК является функциональным модулем масло-воздушной системы перспективных авиационных ГТД и располагается внутри картера двигателя. Поэтому математическая модель ВИК в отличие от математической модели вихревого испарительного теплообменного аппарата (ВИТА) [1] строится не в адиабатной постановке, а с учетом наличия внешнего теплообмена.

В состав уравнений математической модели ВИК входит система из девяти обыкновенных дифференциальных уравнений вида