

Можно предположить, что в будущем (особенно для чувствительных к критерию цены сегментов автомобильного рынка) автоматизация механических трансмиссий станет полноценной альтернативой автоматическим трансмиссиям на базе гидромеханических передач, обеспечивая высокую топливную экономичность при меньшей стоимости и аналогичной безопасности движения. При этом управление сцеплением и переключением передач будет осуществляться преимущественно при помощи электромеханических устройств.

#### **Вывод**

На основании проведённого обзора сделано предположение, что автоматизация механических трансмиссий может стать полноценной альтернативой традиционным трансмиссиям и гидромеханическим передачам, причём в качестве исполнительных будут использоваться преимущественно электромеханические устройства.

#### **Литература**

1. Петров В.А. Автоматические системы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
2. Тенденции развития конструкций сцепления современного легкового автомобиля / А.И. Ягант, А.Л. Карунин, А.В. Кретов, В.А. Круглов // Конструкции автомобилей. ЭИ НИИ-НАвтопром. 1980. №6.
3. Системы автоматического управления сцеплением / Ю.М.Захарик, О.С.Руктешель, А.П. Ракомсин, В.В.Корсаков, А.М.Захарик // Автомобильная промышленность. 2003 №3. с.38-39.

#### ***Гибридная силовая установка с регенеративным ГТД и высокотемпературными топливными элементами***

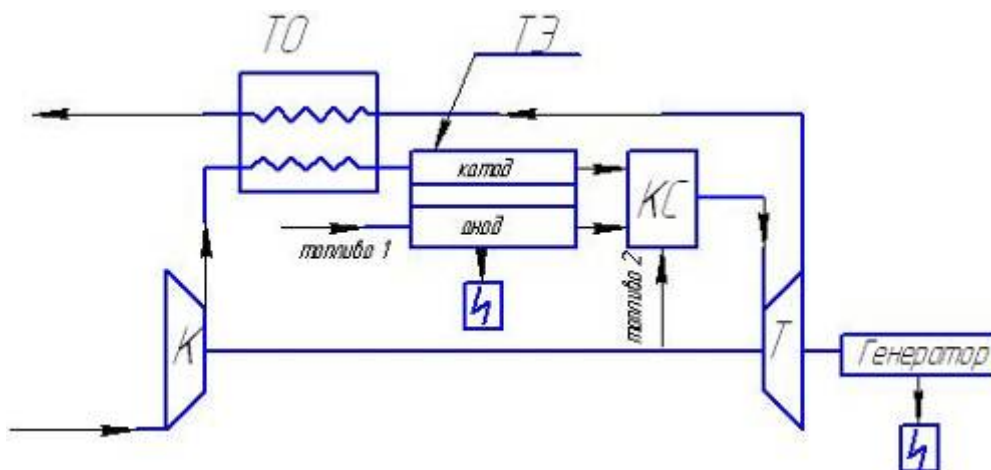
*Посвящается 40-летию кафедры “Транспортные газотурбинные двигатели”*  
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., д.т.н., проф. Меркулов В.И., к.т.н., проф. Костюков А.В.,  
Диков А.В.  
МГТУ «МАМИ»

*Рассмотрен вопрос схемы и регулирования газотурбинного двигателя, работающего в составе гибридной силовой установки с высокотемпературными топливными элементами.*

Проблемы экологии и истощения нефтегазовых месторождений являются одними из самых серьезных, стоящими в настоящее время перед человечеством. Как известно, самым большим потребителем нефти и, соответственно, производителем токсичных элементов, загрязняющих окружающую среду, является энергетика и транспорт. В связи с этим многие фирмы мира работают над осуществлением проектов альтернативной энергетики с целью повышения эффективности использования энергоносителей, в частности разрабатываются энергоустановки на топливных элементах (ТЭ).

Перспективными энергетическими установками в настоящее время считаются гибридные силовые установки (ГСУ), включающие в себя газотурбинный двигатель и высокотемпературные топливные элементы (ТОТЭ), которые, имея высокую рабочую температуру, генерируют высокопотенциальное тепло, которое с достаточно высокой эффективностью срабатывается в газотурбинном двигателе (ГТД). В результате ГСУ (ТОТЭ + ГТД) в принципе могут иметь очень высокую термодинамическую эффективность, что позволит иметь КПД по выработке электроэнергии около 70%.

При этом, как показал термодинамический анализ, влияние ГТД на КПД ГСУ невелико. При увеличении КПД ГТД на 10% КПД ГСУ увеличивается только на 3%. В связи с этим применение в ГСУ ГТД сложных схем вряд ли оправдано, так как это приводит при относительно небольшом выигрыше в КПД к значительному усложнению конструкции, увеличению габаритно-массовых показателей ГТД и соответственно ГСУ. Поэтому в качестве оптимальной можно принять схему ГСУ представленную на рисунке 1.



**Рис. 1. Схема ГСУ с высокотемпературными ТЭ и одновальным ГТД.**  
**К – компрессор, Т – турбина, КС – камера сгорания, ТЭ – топливные элементы, ТО – теплообменник.**

В схеме используется одновальный регенеративный ГТД с одноступенчатым компрессором и турбиной. В качестве топлива используется метан.

Эта схема достаточно хорошо отработана в настоящее время в малоразмерных ГТД. Эффективный КПД такого ГТД находится на уровне 35 - 36%. Введение в ГТД охлаждения воздуха между ступенями сжатия компрессора и дополнительного подвода тепла между турбинами приведет к увеличению КПД ГТД на 5 - 7%, и соответственно на 1.5 - 2.0% КПД ГСУ.

ГСУ имеют достаточно длительный период выхода на рабочий режим, в течение которого ГТД работает за счет теплоты сгораемого топлива, подводимого непосредственно в камеру сгорания ГТД (ТЭ не работают). При работе на этом режиме расход воздуха, проходящий через компрессор ГТД, практически равен расходу газа, проходящего через турбину. При выходе ГСУ на рабочий режим к рабочему телу перед турбиной подводится существенно больше топливной массы. Это связано с тем, что значительная часть энергии подводимого топлива идет не на производство тепла, а преобразуется в ТЭ в электрическую энергию. Следствием этого при переходе от режима прогрева ТЭ, в течение которого практически вся энергия топлива идет на работу ГТД, к расчетному режиму ГСУ происходит существенное изменение различия между расходом воздуха, проходящего через компрессор, и газа, проходящего через турбину. В результате точка совместной работы компрессора и турбины на характеристике компрессора  $\pi_k^* = f(G_B)_{n=const}$  может выйти за границу помпажа компрессора.

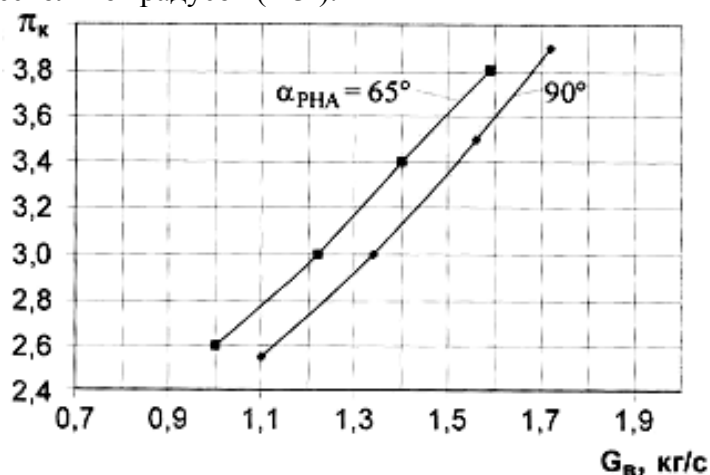
Кроме того, смещение рабочей точки приводит к снижению КПД компрессора. Для уменьшения величины смещения точки совместной работы и увеличения области устойчивой работы компрессора в схему ГТД могут быть введены регулируемый направляющий аппарат (РНА) компрессора или регулируемый сопловой аппарат (РСА) турбины. Очевидно, что применение того или иного средства регулирования в ГТД ГСУ будет определяться требуемым диапазоном регулирования и потерями ГТД, возникающие при этом.

Для оценки снижения КПД компрессора при его регулировании с помощью РНА были рассчитаны потери в решетке РНА при различных углах поворота лопаток. Расчеты проводились посредством математического моделирования течения воздуха в межлопаточных каналах РНА. Моделирование течения выполнялось в конечно-элементном программном комплексе CFX.

При повороте лопаток РНА до углов  $60^\circ - 65^\circ$  (что обеспечивает смещение по расходу характеристики компрессора  $\pi_k^* = f(G_B)_{n=const}$  примерно на 10%, рисунок 2), потери полного давления составляют 2.5%. Это приводит к снижению примерно на 2% КПД компрессора. Аналогичный анализ для меньших углов поворота лопаток РНА показал, что при углах поворота лопаток РНА до  $75^\circ$  снижение КПД компрессора от РНА не превысит 1%. Это под-

тверждается и экспериментальными продувками компрессора с РНА. При таком рабочем диапазоне углов поворота лопаток РНА можно рассчитывать на смещение характеристики компрессора по расходу примерно на 5%.

Введение в конструкцию ГТД регулируемого соплового аппарата турбины обеспечивает, как было сказано выше, нахождение рабочей точки на изодроме расходной характеристики компрессора в оптимальной по КПД компрессора области посредством изменения проходного сечения соплового аппарата турбины, осуществляемого поворотом сопловых лопаток. Увеличение расхода, проходящего через турбину рабочего тела на 10%, требует поворота лопаток РСА на несколько градусов (2-3°).



**Рис. 2.** Смещение границ устойчивой работы центробежного компрессора при повороте лопаток РНА.

$\pi_k$  – степень повышения давления компрессора,  $G_B$  – расход воздуха,  $\alpha_{РНА}$  – угол поворота регулируемого соплового аппарата.

Влияние на КПД турбины угла поворота лопаток РСА достаточно точно описывается эмпирической зависимостью:

$$\eta_T^* = \eta_{TO}^* \times \left[ 1 - \left| \overline{\sin \alpha_{РСА}} - 1 \right|^{2,25} \right],$$

где:  $\eta_T^*$ ,  $\eta_{TO}^*$  – КПД турбины после и до поворота лопаток РСА,  $\alpha_{РСА}$  – угол лопатки РСА на выходе.

При КПД турбины равном  $\eta_T^* = 0,86$  и повороте лопаток РСА на 2-3° снижение КПД турбины не превысит 0,5%. Следует отметить, что помимо угла поворота лопаток, к снижению КПД турбины приводит наличие зазоров между торцами лопаток, влияние которых оценивается следующим образом: зазор, равный 1% от длины лопаток, приводит к снижению КПД осевой турбины на 2 - 3%. При этом очевидно, что потери КПД будут зависеть от размерности турбины и, соответственно, ГТД и ГСУ. Для малоразмерных ГТД мощностью 250- 400 кВт эти дополнительные потери достигают 2 - 3%. Отсюда следует, что применение РСА оправдано только при разнице между расходами рабочего тела через компрессор и турбину превышающей 10% от расхода воздуха через компрессор (разнице, при которой применение РНА компрессора приводит к потерям КПД превышающим 2%).

Для определения требуемого диапазона регулирования ГТД в составе ГСУ был разработан алгоритм и выполнен термодинамический расчет ГСУ. Результаты расчетов приведены на рисунке 3. В расчетах величина мощности ТЭ принималась постоянной и равной 950 кВт. Температура рабочего тела на входе в турбину принималась равной 900°С, а степень повышения давления в компрессоре – 4.

Величина разности расходов, проходящих через турбину и компрессор –  $\Delta G_{\%}$ , зависит от коэффициента использования в ТЭ окислителя ( $\gamma_{ок}$ ) и, как видно из рисунка 3, падает при

уменьшении коэффициента использования окислителя и топлива. Полученные значения коэффициента использования топлива ( $\gamma_m$ ) в выполненных ГСУ близки к 0.85. При таком значении  $\gamma_m$  величина  $\Delta G_{\%}$  равна 4.2%. Доля водяного пара, входящего в ТЭ, составляет  $\Delta G_{H_2O,\%} = \frac{G_{H_2O}}{G_{возд}^{ex}} = 3.2\%$ . Отметим, что величина  $\Delta G_{\%}$  определялась при условии использования всей подающейся воды для конверсии метана –  $CH_4 + 2H_2O = CO_2 + 4H_2$ . При реальной пароводяной конверсии метана величина  $\Delta G_{\%}$  может существенно увеличиться (до 10% и более) за счет подачи большего количества воды, чем это требуется для полной конверсии метана.

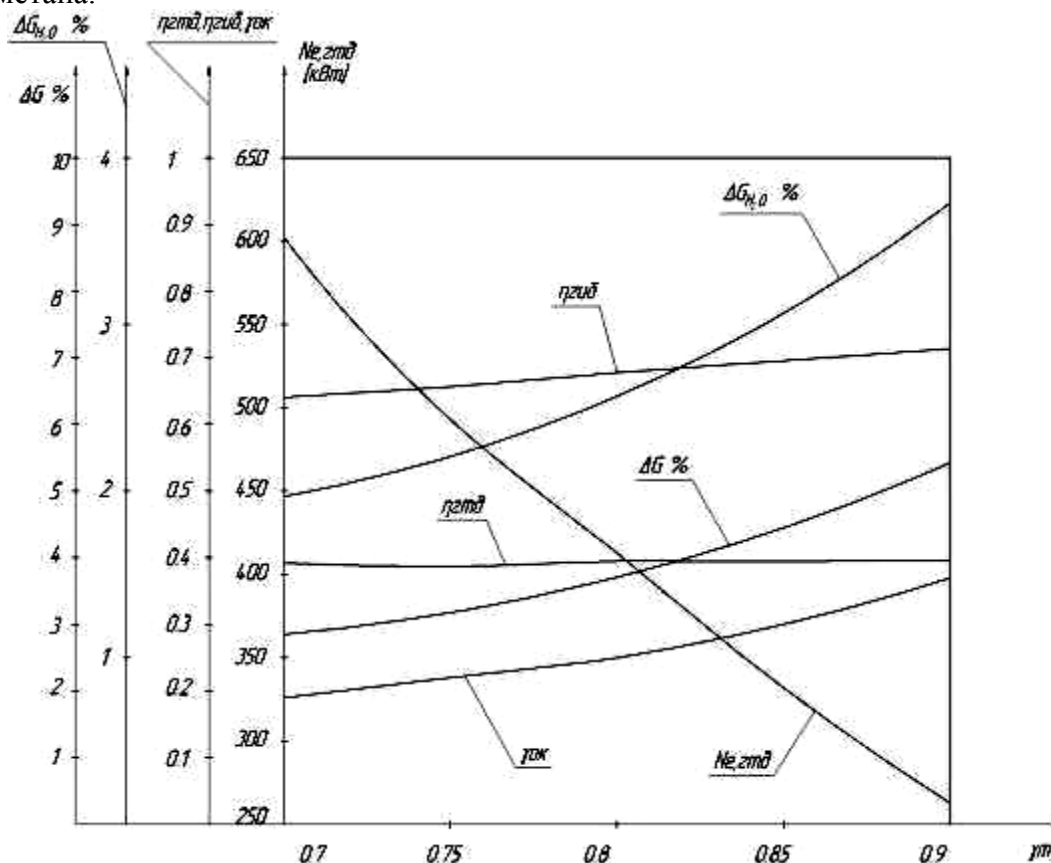


Рис. 3. Результаты термодинамического расчета ГСУ при различных коэффициентах использования топлива и окислителя.

$$\Delta G_{H_2O,\%} = \frac{G_{H_2O}}{G_{возд}^{ex}}, \quad \Delta G_{\%} = \frac{G_{возд}^{ex}}{G_{\Sigma}}$$

$\eta_{гтд}$  – КПД газотурбинного двигателя,  $\eta_{гиб}$  – КПД гибридной силовой установки,

$\gamma_{ок}$  – степень использования окислителя (воздуха) в топливных элементах,

$\gamma_m$  – степень использования топлива (метана) в топливных элементах,

$N_{e, гтд}$  – эффективная мощность ГТД,  $\Delta G_{H_2O,\%}$  – доля водяного пара, входящего в ТЭ,

$G_{\Sigma}$  – величина разности расходов рабочего тела, проходящих через турбину и компрессор.

При использовании реальной пароводяной конверсии метана величина  $\Delta G_{\%}$  будет находиться в диапазоне 10-15%, что, как было показано выше, требует для получения оптимальных характеристик ГСУ введения в схему ГТД РСА турбины. В случае применения ТЭ

без пароводяной конверсии метана,  $\Delta G\%$  не превысит 2%. В этом случае более предпочтительно использование в ГТД регулируемого направляющего аппарата компрессора.

#### **Выводы:**

1. Влияние эффективности газотурбинного двигателя на КПД ГСУ невелико – увеличение КПД ГТД на 10% приводит к росту КПД ГСУ на 3%. В связи с этим применение в ГСУ газотурбинных двигателей сложных схем нецелесообразно.

2. Увеличение расхода рабочего тела через турбину за счет установки перед ГТД ТЭ с пароводяной конверсией метана и при подаче стехиометрического количества воды составляет около 4.5% от расхода воздуха, проходящего через компрессор.

#### **Литература**

1. Коровин Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки. Москва, Изд-во МЭИ, 2005
2. George T. Lee (glee@metc.doe.gov; 304-285-4824), Frederick A. Sudhoff (fsudhoff@metc.doe.gov; 304-285-4560), Fuel Cell/Gas Turbine System.
3. Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems. Scott Samuelsen Director National Fuel Cell Research Center University of California, [gss@nfcrc.uci.edu](mailto:gss@nfcrc.uci.edu) <http://www.nfcrc.uci.edu>

#### **Исследование системы охлаждения каркаса роторного теплообменника**

*Посвящается 40-летию кафедры «Транспортные ГТД» МГТУ «МАМИ»  
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., к.т.н., проф. Костюков А.В., Дементьев А.А.  
МГТУ «МАМИ»*

*Исследована система охлаждения каркаса слабозасоряющегося роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя, обеспечивающая снижение температурной неравномерности и соответственно утечек через уплотнения теплообменника.*

Малоразмерные газотурбинные двигатели (ГТД) характеризуются многотопливностью и низкой токсичностью отработавших газов. Эти свойства обуславливают неослабевающий к ним интерес.

В малоразмерных ГТД (до 400-500 кВт) наиболее часто применяется роторный теплообменник вследствие его высокой теплогидравлической эффективности при малых размерах и потенциально меньшей склонности к засорению по сравнению с теплообменниками с неподвижной матрицей.

Основным недостатком и собственно проблемой вращающегося теплообменника являются утечки воздуха высокого давления через газозадушные уплотнения.

Наиболее радикально эта проблема решается в каркасных теплообменниках транспортных газотурбинных двигателей ГАЗ (рис. 1, 2), в которых уплотнения работают не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским металлическим дискам каркаса.

В качестве матрицы в таких теплообменниках используются теплопередающие пакеты, изготовленные из мелкоячеистой сетки (0.15 мм). Для обеспечения малых тепловых деформаций каркаса и, следовательно, низких утечек через уплотнения теплообменника закомпрессорного воздуха пакеты выполняются коническими. Коническая форма пакетов обеспечивает эффективное охлаждение каркаса. Как видно из рисунка 2, основная часть каркаса омывается только холодным воздухом и охлажденным в матрице теплообменника газом. Применение сверхкомпактной сетчатой матрицы приводит к быстрому засорению каналов теплообмена, снижению степени регенерации и увеличению гидравлического сопротивления.

Исходя из описанной выше проблемы нестабильности эксплуатационных характеристик таких теплообменников представляется весьма перспективным рассмотрение в качестве теплопередающих элементов каркасного теплообменника цилиндрических теплопередающих элементов с щелевыми каналами, образованными намоткой металлической ленты в ру-