

# ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ КОНВЕРСИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С УЛУЧШЕННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Агульник А.Б., Гнесин Е.М., Куприк В.В., Мещеряков Д.В.,  
Мозжорина Т.Ю., Сюзев А.С.

Московский авиационный институт (Государственный технический  
университет), НТЦ им.А.Люльки НПО "Сатурн", г. Москва

Улучшение характеристик газотурбинных установок (ГТУ) может быть получено при различных способах пароводяной регенерации тепла. На основе этих идей уже созданы установки, работающие по циклу STIG (вдув на вход в турбину пара, получаемого при испарении воды в парогенераторе, размещенном в выхлопной системе установки), SPRINT (впрыск воды на вход в компрессор). Возможны и другие схемы.

Зарубежные исследования также подтверждают перспективность этого направления совершенствования газотурбинных установок [1]. На рис.1. показана принципиальная схема ГТУ-STIG, а в табл. 1 - сравнение характеристик разработанных фирмой General Electric ГТУ: традиционных схем и при их модернизации в ГТУ- STIG. Повышение экономичности не столь значительно, как ожидалось, но, тем не менее, оно вполне заметно.

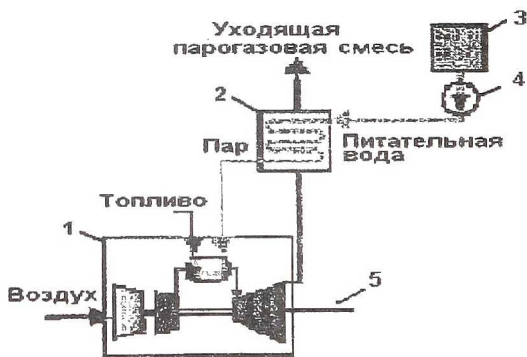


Рис.1. Схема ГТУ, работающей по циклу STIG:

1 – ГТУ; 2 – котел-утилизатор; 3 – резервуар питательной воды; 4 – насос; 5 – выходной вал

На рис.2 показана другая концепция улучшения характеристик ГТУ, получившая за рубежом название SPRINT.

Сравнительные данные ГТУ традиционной схемы  
и ГТУ-STIG по данным General Electric

Standard Base Load, Sea Level, 60% RH, - Natural Gas - 60 Hertz - 4 in. (102mm) Inlet/10 in. (254mm) Exhaust Loss - Average Engine at the Generator Terminals*				
Model	Dry Rating (MWe)	%Thermal Efficiency (LHV)	STIG Rating (MWe)	%Thermal Efficiency (LHV)
LM1600	13.3	35	16	37
LM2000	18	35	23.2	39
LM2500	22.2	35	27.4	39

\*3% margin on Eff. Included

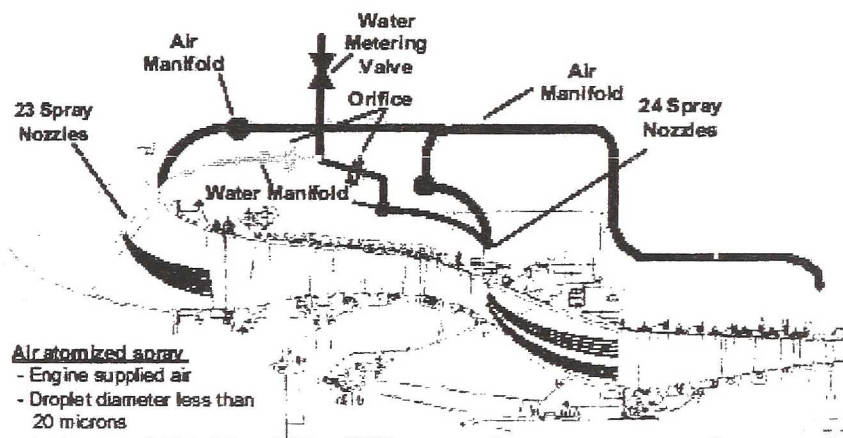


Рис.2. Схема подачи воды на вход в компрессор ГТД – SPRINT с двух-каскадным компрессором фирмы General Electric

На рис.3 показано улучшение климатических характеристик ГТУ при реализации схемы SPRINT, также по данным General Electric.

Несмотря на то, что стоимость конверсионной ГТУ может быть не очень велика, стоимость всей энергоустановки с пароводяной регенерацией тепла будет весьма значительна, так как подразумевает большое капитальное строительство корпусов электростанции, больших теплообменных агрегатов. В то же время публикуемые в различных источниках значения КПД этих установок колеблются в диапазоне от 37% до более чем 50%. Таким образом, цена ошибочно принятой концепции разработки ГТУ может быть очень велика.

Решение проблемы может быть найдено в расширении предпроектных исследований, проводимых методами математического моделирования. Коллективом авторов разработан комплекс математических моделей и расчетных программ, позволяющих рассчитывать параметры и характеристики ГТУ, в различных местах проточной части которых возможен впрыск воды или вдув пара. Модель позволяет осуществлять расчетные исследования и классических ГТУ без устройств регенерации тепла и впрыска воды. Ее отладка осуществлялась по данным ГТУ АЛ-31СТ, разработанной в НПО «Сатурн».

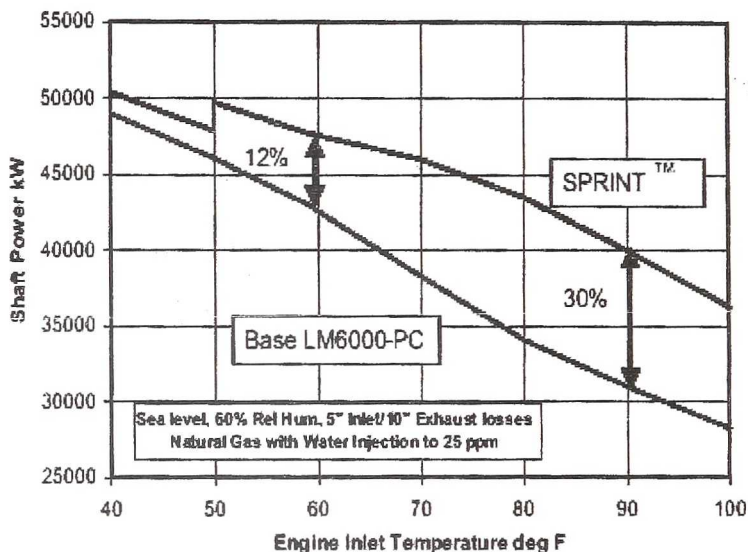


Рис. 3. Сравнение климатических характеристик ГТД LM-6000 и ГТУ - SPRINT

При этом в основе построения математической модели ГТУ без впрысков воды и вдува пара лежат ставшие уже традиционными представления о термодинамических свойствах рабочего тела, представляемыми термодинамическими соотношениями, связывающими теплоемкость, энтальпию и энтропию с температурой и составом смеси [2,3].

Определение положения рабочей точки на характеристиках узлов ГТУ при произвольных внешних условиях и произвольном режиме ее работы сводится к решению системы нелинейных уравнений.

При расчетах перспективных схем ГТУ с впрыском воды и вдувом пара в проточную часть необходимо рассчитывать теплофизические свойства воды и водяного пара, которые при изменении внешних условий могут изменяться в значительно более широких пределах, чем свойства

воздушно-газовой смеси в традиционных ГТУ.

Термофизические свойства рабочего тела рассчитываются с учетом рекомендаций IAPWS-97 (International Association for the Properties of Water and Steam - Международная Ассоциация по свойствам воды и водяного пара)[4].

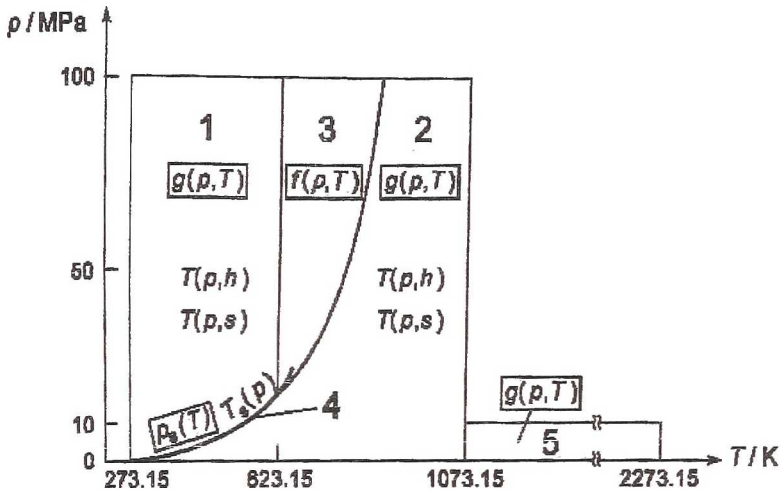


Рис. 4. Диапазоны давления и температуры, описываемые различными уравнениями IAPWS- IF97

На рис. 4 представлены области параметров процесса, которые описываются уравнениями IAPWS-97. Область 1 соответствует воде, остальные – перегретому пару. Области 1, 2, 5 описаны фундаментальными уравнениями для энергии Гиббса  $g(p, T)$ , область 3 – фундаментальным уравнением для энергии Гельмгольца  $f(p, T)$ , а линия насыщения представлена уравнением  $p_s(T)$ . Эти 5 уравнений составляют группу основных уравнений. Кроме того, для облегчения обратных расчетов составлены дополнительные уравнения в форме  $T(p, h)$  и  $T(p, s)$  для областей 1и 2, а также  $T_s(p)$  для области 4.

Для получения различных термодинамических свойств используются следующие соотношения

Удельный объем

$$\frac{vp}{RT} = \pi\gamma_{\pi}$$

Удельная внутренняя энергия

$$\frac{u}{RT} = \tau\gamma_{\tau} - \pi\gamma_{\pi}$$

Удельная энтропия

$$\frac{s}{R} = \tau\gamma_{\tau} - \gamma$$

Удельная энтропия

$$h/RT = \tau\gamma_\tau$$

Удельная изобарная теплоемкость

$$c_p/R = -\tau^2\gamma_{\tau\tau}$$

Удельная изохорная теплоемкость

$$c_v/R = -\tau^2\gamma_{\tau\tau} + (\gamma_\pi - \tau\gamma_{\pi\tau})^2 / \gamma_{\pi\pi}$$

Скорость звука

$$w^2/RT = \frac{\gamma_\pi^2}{\frac{(\gamma_\pi - \tau\gamma_{\pi\tau})^2}{\tau^2\gamma_{\tau\tau}} - \gamma_{\pi\pi}}$$

Частные производные безразмерной энергии Гиббса

$$\gamma_\pi = \left( \frac{\partial\gamma}{\partial\pi} \right)_\tau, \gamma_{\pi\pi} = \left( \frac{\partial^2\gamma}{\partial\pi^2} \right)_\tau, \gamma_\tau = \left( \frac{\partial\gamma}{\partial\tau} \right)_\pi,$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \left( \frac{\partial^2\gamma}{\partial\tau^2} \right)_\pi, \gamma_{\pi\tau} = \left( \frac{\partial^2\gamma}{\partial\pi\partial\tau} \right)$$

определяются следующим образом

$$\gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_\pi = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i I_i (I_i - 1) (7.1 - \pi)^{I_i - 2} (\tau - 1.222)^{J_i}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}$$

$$\gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{J_i - 2}$$

$$\gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i (7.1 - \pi)^{I_i - 1} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}$$

С помощью разработанной математической модели рассчитывались параметры малоразмерной ГТУ, создаваемой в МАИ на базе турбостартера ТС-21. Анализировались различные варианты впрыска воды в камеру сгорания, представленные на рис.5.

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Исходным вариантом являлся базовый турбостартер ТС-21, как малоразмерная энергоустановка мощностью 90кВт. Его параметры обо-

значены в табл.2 как вариант 1. Во всех сравниваемых вариантах количество впрыскиваемой воды составляло 5% от поступающего в камеру расхода воздуха.

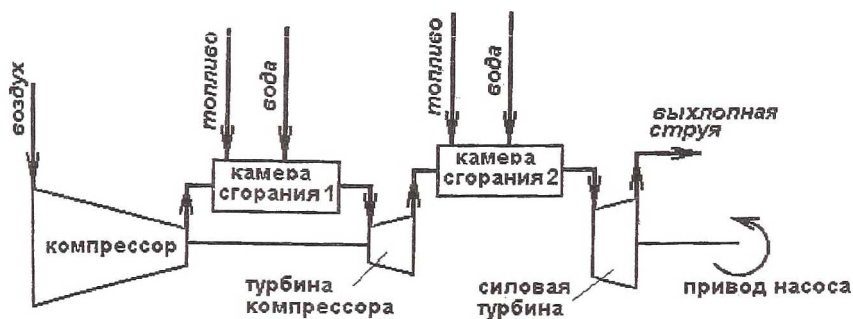


Рис.5. Схема ГТУ с двухкратным подводом тепла и впрыском воды в камеры сгорания

При организации впрыска воды в первой камере и отсутствии второй камеры параметры установки зависят от принятой программы ее регулирования. Если принять, что частота вращения ротора не должна увеличиться из-за недопустимости центробежных нагрузок, то система регулирования снизит температуру газа перед турбиной (вариант 2). Это приведет к ухудшению характеристик ГТУ как по мощности, так и по экономичности.

Таблица 2

Параметр	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6
N, кВт	90.0	74.2	119	108.7	112	138
Суд, кг/кВт/ч	0.756	0.93	0.747	0.79	0.96	0.92

Другой способ регулирования подачи топлива в камеру может состоять в сохранении исходной температуры газа перед турбиной. В этом случае необходимо быть уверенным, что ротор выдержит увеличившиеся центробежные нагрузки. Однако при этом мощность ГТУ значительно увеличится (вариант 3). Интересно, что экономичность ГТУ также улучшится, правда не столь значительно. Таким образом, этот вариант перспективен, однако количество впрыскиваемой воды ограничено запасом прочности конструкции ротора ГТУ. Расчеты показали, что при рассмат-

риваемом количестве впрыскиваемой воды увеличение частоты вращения ротора не превысит 3%.

При наличии второй камеры сгорания перед свободной турбиной можно получить увеличение мощности установки, подняв температуру перед свободной турбиной до такого же значения, как и перед турбиной компрессора. Данные этого варианта без каких-либо впрысков воды приведены в таблице (вариант 4). Этот вариант проигрывает варианту 3 как по мощности, так и по экономичности. Если сравнивать его с исходным, то отметим, что за увеличение мощности в этом случае пришлось заплатить ухудшением экономичности.

При организации второго впрыска воды во вторую камеру сгорания и отсутствии впрыска в первую (вариант 5), полагая, что система регулирования будет поддерживать исходный уровень температуры можно получить неплохое увеличение мощности установки, правда ценой ухудшения экономичности.

Возможен и максимальный вариант форсирования ГТУ – дополнительная камера сгорания и оба впрыска перед обоими турбинами (вариант 6). При этом можно получить наиболее значительное увеличение мощности, правда и ухудшение экономичности будет также весьма существенным.

Создаваемый исследовательский стенд позволит сравнить результаты расчета с экспериментальными характеристиками. Но самое главное состоит в том, что разработка исследовательских малоразмерных установок на базе авиационных турбостартеров и вспомогательных силовых установок позволит получить экспериментальную проверку концепции перспективной ГТУ при приемлемых затратах.

#### Список литературы

1. G.H. Badeer, GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features, GE IAD, GE Power Systems, Evendale, OH
2. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей/ Под ред. С.М.Шляхтенко, В.А.Сосунова. М.: Машиностроение, 1979г., 432с.
3. Янкин В.И. Система программ для расчета характеристик ВРД на ЭЦВМ. М.: Машиностроение, 1976г., 168с.
4. Александров А.А. Новый международный норматив для термодинамических свойств воды и водяного пара. Теплоэнергетика №9, 1998г., с.8-9.