

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СУДОВОГО ТИПА С КАМЕРОЙ ДОЖИГАНИЯ

В.И. Харченко, канд. техн. наук, доц.¹
А.А. Филоненко, канд. техн. наук, зам. директора²
О.С. Кучеренко, ведущий конструктор²

¹Национальный университет кораблестроения, г. Николаев
²ГП НПКГ «Зоря» – «Машипроект», г. Николаев

Аннотация. Изложены результаты параметрического исследования газотурбинных двигателей судового типа, усовершенствованных дополнительным нагревом рабочего тела в камере дожигания. Приведен прогноз уровня ожидаемых КПД парогазовых установок на их основе с камерами дожигания. Показана термодинамическая перспективность предлагаемого способа при создании энергетических газотурбинных двигателей для высокоэкономичных современных парогазовых установок.

Ключевые слова. камера дожигания, парогазовая установка, газотурбинный двигатель.

Анотація. Викладено результати параметричного дослідження газотурбінних двигунів судового типу, вдосконалених додатковим нагрівом робочого тіла в камері допалювання. Наведено прогноз рівня очікуваних ККД парогазових установок на їх базі з камерами допалювання. Показано термодинамічну перспективність способу, що пропонується при створенні енергетичних газотурбінних двигунів для високоекономічних сучасних парогазових установок.

Ключові слова. камера допалювання, парогазова установка, газотурбінний двигун.

Abstract. The results of parametric research of the shipboard-type gas-turbine engines, improved by additional heating of the working substance in the afterburner, are given. The prognostication of the level of combined-cycle unit's efficiency with afterburners is shown. The thermodynamic potential of the method, that is offered to manufacture the power gas-turbine engines for modern highly economical combined-cycle units, is presented.

Keywords. afterburner, combined-cycle unit, gas-turbine engine

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Технология производства электрической энергии с использованием парогазовых установок (ПГУ) признана мировой энергетикой наиболее эффективной и перспективной. Одним из основных компонентов при этом является газотурбинный двигатель (ГТД), входящий в состав ПГУ [1].

Специально спроектированный энергетический ГТД с параметрами, выбранными из условия максимума коэффициента полез-

ного действия ПГУ, обеспечивает прирост электрической мощности за счет паротурбинной части установки примерно на 50 % от мощности ГТД. Если же использовать в ПГУ газотурбинный двигатель судового типа, параметры которого выбирались из условия максимума КПД самого ГТД, то прирост электрической мощности за счет паротурбинной части ПГУ не будет превышать 25...30 % от мощности ГТД. Дело в том, что оптимальный энергетический ГТД, входя-

щий в состав ПГУ, должен обладать наряду с высоким КПД еще и высокой температурой уходящих газов (t_1). Для перспективных ПГУ она должна быть на уровне 580...650 °С, чтобы обеспечивались температура перегретого пара, генерируемого в утилизационном парогенераторе ПГУ, — 540...600 °С и, соответственно, высокий КПД паротурбинной части [1, 2].

Из формул определения КПД ПГУ и ГТД следует зависимость

$$\text{КПД}_{\text{ПГУ}} = \text{КПД}_{\text{ГТД}} (1 + N_{\text{ПТ}} / N_{\text{ГТД}}),$$

где $N_{\text{ПТ}}$, $N_{\text{ГТД}}$ — мощность паровой турбины и ГТД соответственно.

Из формулы видно, что КПД ПГУ возрастает с увеличением КПД энергетического ГТД и отношения мощностей паровой и газовой турбин ПГУ.

Расчеты термодинамических циклов ГТД простой схемы показывают, что при оптимальных по КПД степенях повышения давления значения температур уходящих газов больше 580 °С возможны при температурах газа за камерой сгорания не меньше 1400 °С, при 1100...1200 °С температура газов за ГТД, равная 580 °С и выше, возможна лишь при низких степенях повышения давления. При этом КПД ГТД заметно падает и существенного увеличения КПД ПГУ не наблюдается.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель настоящей статьи — создание схемы судового ГТД с КПД на уровне КПД ГТД простого термодинамического цикла и с температурами уходящих газов, оптимальными для ПГУ, путем введения дополнительной камеры дожигания [3].

Использование в схеме ГТД камеры дожигания имеет ряд особенностей. Это, во-

первых, повышение гидравлического сопротивления газовоздушного тракта ГТД и, соответственно, увеличение потерь термодинамического цикла. Этот вид потерь может быть уменьшен оптимальным проектированием камеры дожигания совместно с выходными и входными устройствами соответствующих турбин. Во-вторых, при постановке камеры дожигания перед турбиной низкого давления (ТНД) приходится перестраивать трансмиссию компрессора низкого давления (КНД) и ТНД, что влечет за собой существенные переделки газогенератора двигателя и сопряжено с длительными и дорогостоящими доводочными работами. В-третьих, возникает проблема обеспечения надежной работы самой камеры дожигания и горячих частей турбин по ходу потока за камерой дожигания. В общем случае для этого потребуется увеличение количества охлаждающего воздуха и, соответственно, увеличатся общие потери, обусловленные охлаждением ГТД.

Конструкция ГТД судового типа, производимых ГП НПКГ «Зоря» – «Машпроект», предполагает двухкаскадный компрессор и свободную силовую турбину (СТ). Компрессор низкого давления приводится турбиной низкого давления, компрессор высокого давления (КВД) — турбиной высокого давления (ТВД). Конструктивно камеру дожигания можно поместить перед ТНД, перед СТ (рис. 1) и за СТ. При расположении камеры дожигания за СТ совершенствование термодинамического цикла может осуществляться только за счет паровой части ПГУ. Теория показывает, что в зависимости от выбранных параметров и тепловой схемы паровой части КПД парогазовой установки может

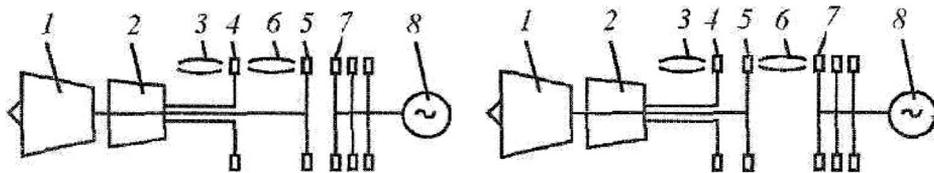


Рис. 1. Схемы газотурбинного двигателя судового типа с камерами дожигания перед турбиной низкого давления (а) и перед силовой турбиной (б):

1, 2 — компрессоры низкого и высокого давления; 3 — основная камера сгорания; 4, 5 — турбины высокого и низкого давления; 6 — камера дожигания; 7 — силовая турбина; 8 — электрогенератор

уменьшаться, оставаться неизменным и даже возрастать [4]. Вопрос достаточно специфичен, сложен, не связан с совершенствованием ГТД, поэтому выведен из настоящего рассмотрения.

При расположении камеры дожигания перед ТНД на КПД ГТД существенно влияет выбор отношения степеней повышения давления КНД и КВД — $P_{к1}/P_{к2}$, которое определяет положение камеры дожигания на линии процесса расширения турбин. Значение КПД ГТД может как возрастать по сравнению с ГТД простого термодинамического цикла, так и убывать. Наиболее значительное повышение КПД получается при отношениях $P_{к1}/P_{к2} > 7$. Однако при этом значение температуры уходящих газов существенно понижается, а турбокомпрессор КВД–ТВД имеет явно выраженную тенденцию к вырождению. При отношениях $P_{к1}/P_{к2}$, характерных для ГТД судового типа, его КПД незначительно отличается от КПД ГТД простого термодинамического цикла (рис. 2,а). Примерами существующих энергетических ГТД с удачным выбором положения

камеры дожигания на линии процесса расширения могут служить современные двигатели фирмы «Alstom» GT24 и GT26 мощностью 179 МВт при КПД 37,5% и 262 МВт при КПД 38,2% соответственно, имеющие температуру уходящих газов 615 °С [5].

При расположении камеры дожигания перед СТ в случае ГТД судового типа его КПД по сравнению с ГТД простого термодинамического цикла может только убывать, причем тем больше, чем выше температура в камере дожигания. Из графиков рис. 2,б видно, что обеспечить температуру уходящих газов ГТД на уровне 580...650 °С можно достаточно легко при разных сочетаниях параметров термодинамического цикла.

Приведенные выше результаты относятся к параметрам ГТД судового типа на режимах номинальной мощности. Такими параметрами могут обладать вновь спроектированные ГТД для каждого из рассматриваемых вариантов термодинамического цикла.

Особенности параметров существующих ГТД судового типа при постановке камер дожигания перед ТНД и СТ, а также измене-

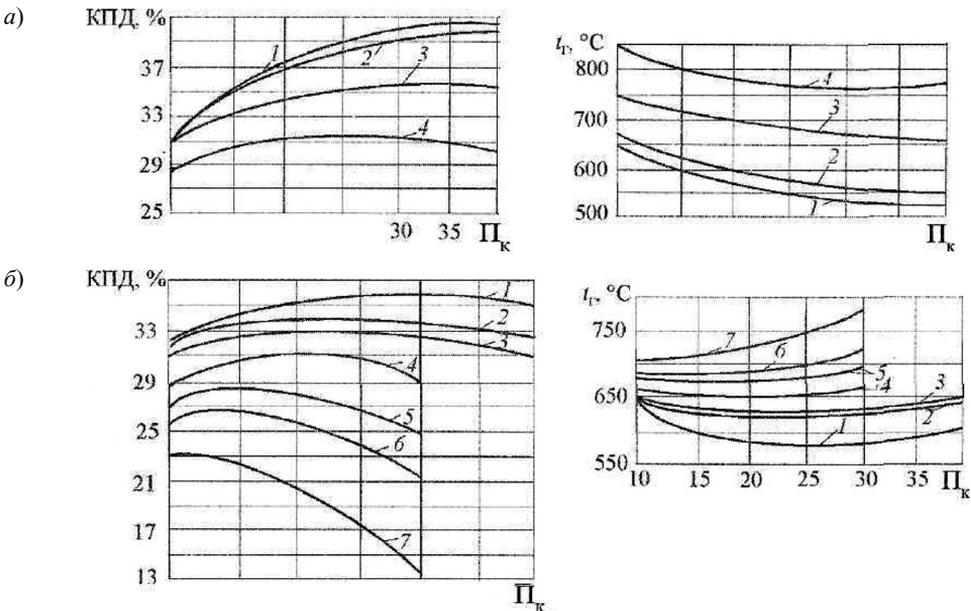


Рис. 2. Зависимость КПД и t_t газотурбинного двигателя от P_k с камерой дожигания перед турбиной низкого давления при $t_3 = 1200^\circ C$ и $t_{дож} = 1200^\circ C$ и разных $P_{к1}/P_{к2}$ (а) и перед силовой турбиной при $t_{дож} = 900^\circ C$ и разными t_3 (б):
 а) 1 — $P_{к1}/P_{к2} = 7$; 2 — 5; 3 — 1; 4 — 0,2; б) 1 — $t_3 = 1400^\circ C$; 2 — 1300; 3 — 1200; 4 — 1100; 5 — 1000; 6 — 900; 7 — 800

ние этих параметров на режимах частичных нагрузок можно показать при следующих вариантах расчетов:

1. Газотурбинный двигатель с камерой дожигания перед ТНД без каких-либо изменений проточных частей турбомашин.
2. Отличается от варианта 1 пропускными способностями турбин, измененными таким образом, чтобы точки совместной работы элементов ГТД на номинальном режиме в поле характеристик КНД и КВД оставались такими же, как в исходном ГТД.
3. Газотурбинный двигатель с камерой дожигания перед СТ без каких-либо изменений проточных частей турбомашин.
4. Отличается от варианта 3 пропускными способностями турбин, измененными таким образом, чтобы точки совместной работы элементов ГТД на номинальном режиме в поле характеристик КНД и КВД оставались такими же, как в исходном ГТД.

Во всех вариантах расчетов температура уходящих газов ГТД $t_r > 600$ °С.

Результаты вариантных расчетов ГТД на режимах частичных нагрузок сведены в таблицу.

Вариант	КУ _{кнд}	КУ _{квд}	N _{гтд}	КПД _{гтд}	n _{кнд}	n _{квд}
1	—	↓	↑	~н	↑	↓
2	н	н	↑	~н	н	н
3	н	н	~↑	↓	↓	↑
4	н	н	↑	↓	н	н

В таблице КУ_{кнд}, КУ_{квд} — коэффициенты запаса газодинамической устойчивости соответственно КНД и КВД; n_{кнд}, n_{квд} — частота вращения КНД и КВД соответственно; н — параметр не изменяется; ↓ — параметр убывает; ↑ — параметр возрастает.

Расчеты показывают, что при постановке камеры дожигания перед ТНД без каких-либо изменений проточных частей турбомашин точка совместной работы элементов ГТД в поле характеристики КНД смещается в зону неустойчивой работы с увеличением частоты вращения КНД. В поле характеристики КВД точка совместной работы смещается в зону с уменьшенной частотой вращения КВД с некоторым уменьшением

запасов по газодинамической устойчивости. Вариант 1 представляется неприемлемым для практической реализации.

При постановке камеры дожигания перед ТНД с перепроектированием проточных частей турбин по варианту 2 мощность ГТД возрастает, КПД остается практически неизменным, а температура уходящих газов больше 600 °С.

Этот вариант теоретически интересен для перспективных проработок.

При постановке камеры дожигания перед СТ без каких-либо изменений проточных частей турбомашин точка совместной работы элементов ГТД в поле характеристики КНД смещается в зону уменьшенных приведенного расхода и частоты вращения КНД, в поле характеристики КВД — в зону увеличенных приведенного расхода и частоты вращения КВД, уменьшенных значений КПД компрессора. При этом запасы устойчивой работы КНД и КВД заметно не изменяются. Мощность ГТД незначительно возрастает, КПД ГТД существенно уменьшается, температура уходящих газов больше 600 °С. Вариант 3 при практической реализации сопряжен с проблемами ограничений по частоте вращения КВД, положением линии рабочих режимов в поле характеристик КНД в зоне малых КПД компрессора и уменьшенных запасов газодинамической устойчивости. Кроме того, не наблюдается значительного увеличения мощности ГТД.

При постановке камеры дожигания перед СТ с перепроектированием проточных частей турбин по варианту 4 мощность ГТД возрастает, КПД уменьшается, а температура уходящих газов больше 600 °С. Этот вариант представляется наиболее приемлемым для практической реализации. Его основной недостаток — заметное уменьшение КПД ГТД. Выше отмечалось, что КПД ГТД с камерой дожигания перед СТ убывает тем больше, чем выше температура в камере дожигания.

В этой связи целесообразен выбор такого значения температуры газа за камерой дожигания, при которой не потребуются дополнительное охлаждение горячих частей двигателя, а значение температуры уходящих газов ГТД будет на уровне 580...650 °С.

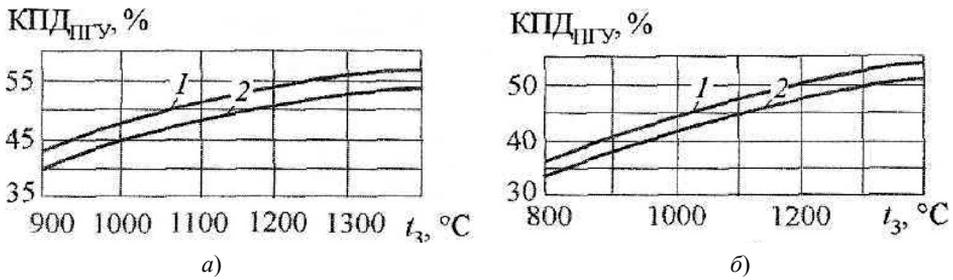


Рис. 3. Зависимость КПДПГУ от t_3 при $t_1 = 600$ °С, оптимальном ПК с камерой дожигания перед турбиной низкого давления (а) и перед силовой турбиной (б):

1 — усложненная схема парогазовой установки; 2 — упрощенная схема

Прогноз уровня ожидаемых КПД ПГУ на базе ГТД судового типа с камерами дожигания приведен на рис. 3.

ВЫВОДЫ

1. Выполненные расчетные исследования показали термодинамическую перспективность совершенствования ГТД судового типа дополнительным нагревом рабочего тела в камере дожигания при создании энергетических ГТД для высокоэкономичных

ПГУ. 2. Согласно прогнозу при температуре газа за основной камерой сгорания ГТД 1200 °С возможен КПД 47...50 % и выше. 3. Наиболее приемлемым для практической реализации представляется вариант с постановкой камеры дожигания перед СТ при перепроектировании проточных частей турбин таким образом, чтобы точки совместной работы элементов ГТД в поле характеристик КНД и КВД оставались такими же, как и в исходном ГТД.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Березинец, П. А. Анализ схем ПГУ на базе перспективной ГТУ [Текст] / П. А. Березинец, М. К. Васильев, Ю. Л. Костин // Теплоэнергетика. — 2001. — № 5. — С. 18–30.
- [2] Ольховский, Г. Г. Разработки перспективных энергетических ГТУ [Текст] / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. — 1996. — № 4. — С. 66–75.
- [3] Харченко, В. И. Совершенствование термодинамического цикла газотурбинных двигателей судового типа дополнительным нагревом рабочего тела в камере дожигания [Текст] / В. И. Харченко, А. А. Филоненко, О. С. Кучеренко, И. Н. Дудкина // Зб. наук. праць НУК. — Миколаїв : НУК, 2007. — № 6 (417). — С.141–147.
- [4] Цанев, С. Эффективность использования дожигания топлива в схеме ПГУ-КЭС с одноконтурными котлами-утилизаторами [Текст] / С. Цанев, В. Буров, В. Торжков // Газотурбинные технологии. — 2003 (январь-февраль). — С. 2–6.
- [5] Gas Turbine World. — GTW Handbook, 2003. — С. 20.