

Для защиты теплообменного оборудования от появления на поверхностях теплообмена накипных и иных отложений, а также от образования мест локального скопления воздуха, в контуре нагреваемой воды ТГУ установлен центробежный комбинированный фильтр-сепаратор шлама и воздуха (рис. 3, поз. 3 на рис. 1).

Для точного регулирования температуры охлаждаемой жидкости перед входом в двигатель в систему вмонтирован 3-х ходовой вентиль с электроприводом (рис. 3, поз. 6 рис. 1).

Для облегчения обслуживания и создания надёжных условий работы ТГУ в состав СУТ внедрена система автоматического управления и защиты [3] (рис. 1, 3).

Подводя итог, отмечу, что данная теплогенерационная установка обладает следующими преимуществами:

- высокой эффективностью за счёт значительного увеличения КПД установки;
- снижением массогабаритных показателей;
- возможностью технологического исполнения на предприятиях Министерства речного флота Российской Федерации.

Добавлю, что имеется опыт внедрения описанной установки и подобных ей в состав мини ТЭС, где они успешно эксплуатируются и уже получили положительные отзывы.

#### Список литературы:

- [1] Хряпченков А.С., Судовые вспомогательные и утилизационные котлы: Учебное пособие. – 2 изд. доп. и перераб. – Л.: Судостроение, 1988. 296 с., ил.
- [2] Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М., Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989 – 368 с.
- [3] Лазарева Т.Я., Мартемьянов Ю.Ф., Основы теории автоматического управления: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. Тамбов: ТГТУ, 2004. – 352 с.

*С.Н. Валиулин, А.А. Гайнов, В. Г. Пискулин, Д.И. Бевза*  
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

## УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ГАЗОТУРБИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ (УТГД). ВОЗМОЖНОСТЬ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ

Мощные газотурбинные (ГТУ), дизельные (ДУ) и газопоршневые (ГПУ) автономные энергетические установки выбрасывают в атмосферу отработавшие газы с температурой 400–600 °С и высокой энтальпией, однако, поскольку давление этих газов примерно равно атмосферному (противодавление газовыпуска не превышает 2–4 кПа), непосредственное использование имеющейся энтальпии затруднительно.

Рассмотрим вариант полезного использования остаточной теплоты отработавших газов в утилизационном газотурбинном двигателе (УТГД), работающем по циклу с изобарным подводом теплоты.

УТГД в простейшем случае содержит (рис. 1):

- компрессор (К);
- турбину (Т);
- газоздушный регенератор (Р);
- пусковой электродвигатель-стартер (Ст);
- электрогенератор (ЭГ).

УТГД работает следующим образом:

После раскрутки электростартером и выхода на рабочий режим, компрессор сжимает атмосферный воздух до давления 2,5–5 атмосфер. Воздух при этом разогревается

до 150–200 °С. С этой температурой воздух поступает в регенератор, где получает тепло от отработавших газов автономной ГПУ (ДУ). Температура воздуха на выходе из регенератора достигает 400–460 °С. Далее горячий воздух расширяется в турбине, производя работу в количестве, превышающем работу компрессора. Избыточная теплота передается потребителю, например, затрачивается на привод электрогенератора.

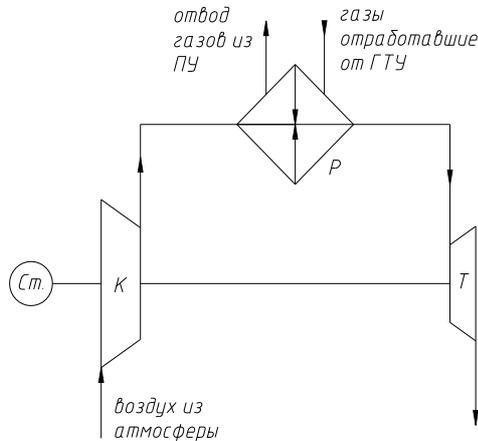


Рис. 1. Схема утилизационного газотурбинного двигателя

В настоящее время производителями ГТД разработано большое количество компрессорных и турбинных ступеней с высоким внутренним КПД, на базе которых может быть создана проточная часть УГТД. Конструирование элементов УГТД, в т.ч. валов с опорами, уплотнительных устройств, силовых и других элементов корпуса и др. представляет собой известную задачу проектирования.

Определенную сложность представляет разработка газоздушного регенератора с максимальной рабочей температурой до 550 °С. К этому аппарату предъявляются высокие требования по тепловой и гидродинамической эффективности, а также необходимой надежности и ресурсу при работе на высоких температурах.

В настоящее время разрабатываются два основных конструктивных варианта этих аппаратов: трубчатые либо пластинчатые рекуператоры и вращающиеся регенераторы. Каждый из этих групп аппаратов имеет свои преимущества и недостатки. Окончательный выбор должен приниматься с учетом многих факторов, в т.ч. технологических возможностей производства.

В случае успешного создания УГТД потребитель может воспользоваться следующими положительными свойствами этих аппаратов:

- универсальность (возможность применения в составе автономных установок с ГТУ, ДВС, котельных агрегатов, технологических агрегатов и т.п.);
- низкие эксплуатационные затраты;
- простота и невысокая стоимость монтажа;
- отсутствие элементов высокой опасности;
- экологическая безопасность;
- возможность использования теплого воздуха (температура воздуха на выходе из турбины >160 °С) для технологических и других нужд.

Схема на рис. 1 представляет в большей степени теоретический интерес. При очевидной простоте она обладает крупными недостатками в т.ч.:

- очень плохая моментная характеристика;
- невозможность регулировки.

Улучшить моментную характеристику можно, разделив турбину на две части ( $T_1$

и  $T_2$ ), одна из которых ( $T_1$ ) является приводом компрессора, а другая ( $T_2$ ) – приводом нагрузки, например, электрогенератора (ЭГ) (рис. 2).

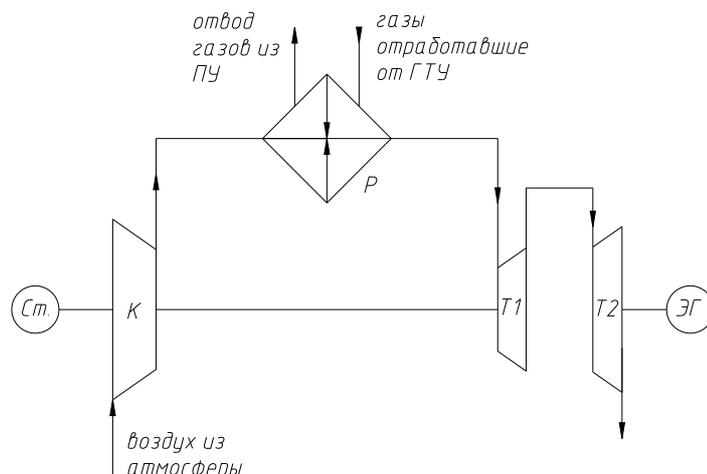


Рис. 2. Схема УТГД с разделенными турбинами

Дальнейшего улучшения эксплуатационных свойств можно добиться путем введения элемента, регулирующего температуру воздуха за регенератором. Таким элементом может быть регулировочная камера сгорания (КС) (рис. 3). В этом варианте УТГД обладает необходимой приспособляемостью к нагрузке.

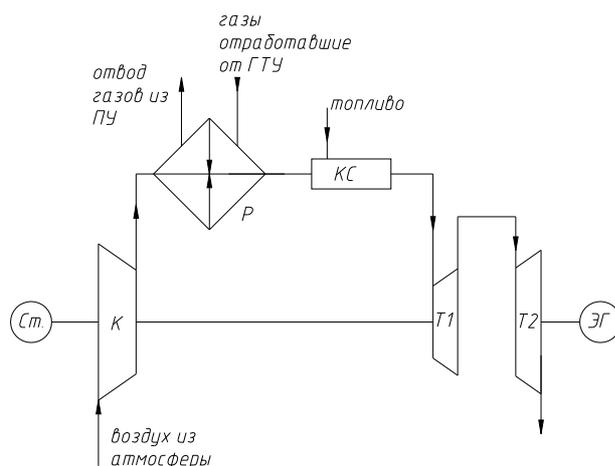


Рис. 3. Схема УТГД с регулировкой температуры воздуха за регенератором

Наибольший интерес представляет использование УТГД в паре с автономным ГТД.

Рассмотрим в качестве примера ГТУ-16. Температура отработавших газов ГТУ-16 – 510–550 °С. Допустимое противодавление – 2 кПа.

Опыт показывает, что с сопротивлением до 2 кПа могут быть созданы утилизационные регенераторы, обладающие тепловой эффективностью от 0,78 до 0,9. При этих условиях воздух в регенераторе может быть подогрет со 180 °С до 400–461 °С.

Выполним оптимизационные расчеты внутреннего КПД УТГД для следующего параметрического ряда:

– максимальная температура цикла УГТД

$$T_1 = 673; 734,3 \text{ К } (t_1 = 400; 463,1 \text{ } ^\circ\text{C});$$

– степень повышения давления в компрессоре

$$P_k = 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0;$$

– внутренний КПД турбины равен внутреннему КПД компрессора и изменяется в пределах

$$\eta_{0i} = \eta_k = 0,86; 0,88; 0,90; 0,92; 0,94; 0,96.$$

Расчеты КПД выполняются по следующей формуле:

$$\eta_i = \frac{i \cdot \left(1 - \frac{1}{P_k^m}\right) \cdot \eta_{0i} - (P_k^m - 1) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{ki}}\right)}{i - 1 - (P_k^m - 1) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{ki}}\right)} \cdot \eta_{ki}$$

где  $i = T_1/T_3$  – степень повышения температуры к циклу,  
 $T_3$  – начальная температура (на входе в компрессор);  
 $T_1$  – температура воздуха перед турбиной, К,  
 $P_k = P_4/P_3$  – степень повышения давления в компрессоре,  
 $P_3$  – давление перед компрессором, Па  
 $P_4$  – давление за компрессором, Па,

$$m = \frac{K - 1}{K},$$

где  $K$  – показатель адиабаты,  $K=1,4$ ,  
 $\eta_{0i}$  – относительный внутренний КПД турбины,  
 $\eta_{ki}$  – внутренний КПД компрессора,  
 $\eta_{kc}$  – тепловой КПД камеры сгорания.

Поскольку камера сгорания в УГТД заменена на регенератор, а тепловые потери в нем пренебрежимо малы, то  $\eta_{kc} \approx 1,0$ .

Общий вид циклов по тепловой диаграмме для  $T_1 = 673\text{К}$ , и  $T_2 = 734,4\text{К}$  показаны на рис. 4 и рис. 5.

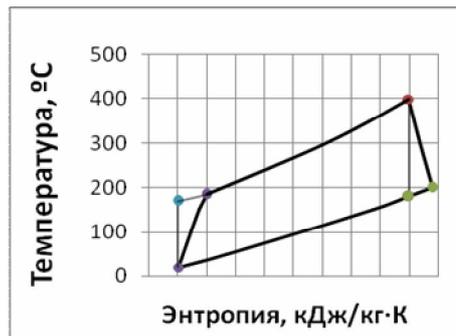


Рис. 4. Цикл тепловой диаграммы

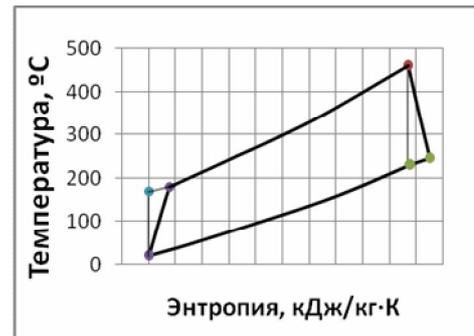


Рис. 5. Цикл тепловой диаграммы

Результаты расчета  $\eta_i$  в координатах  $\eta_{0i} = f(P_k)$  для различных значений КПД турбины и компрессора приведены на рис. 6 и рис. 7.

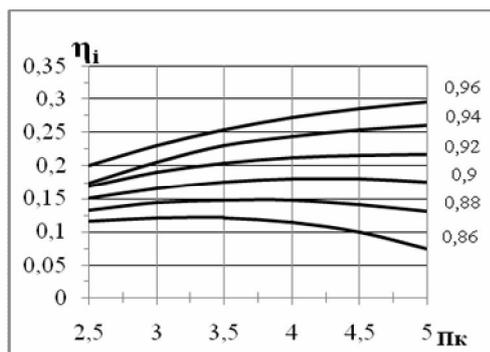


Рис. 6. КПД УГТД

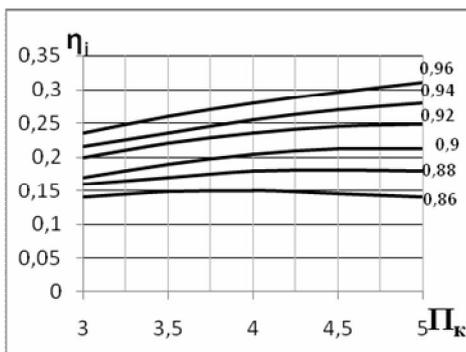


Рис. 7. КПД УГТД

По результатам расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на эффективность цикла УГТД оказывают величины КПД турбины и компрессора. Повышение КПД  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{ki}$  с 0,86 до 0,96 позволяет увеличить внутренний КПД УГТД в два и более раз.

2. Значительное влияние на  $\eta_{oi}$  УГТД оказывает максимальная температура цикла. С увеличением температуры  $T_1$  растет  $\eta_i$  и, кроме того,  $\eta_i$  становится менее зависим от  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{ki}$ .

3. Для реально ожидаемых высоких значений  $\eta_{oi} = 0,9-0,92$  и  $\eta_{ki} = 0,9-0,92$  существуют оптимумы  $\Pi_k$ :

для  $T_1 = 673$  К;  $\Pi_k^{opt} = 4,0 \dots 4,5$ ;

для  $T_1 = 734$  К;  $\Pi_k^{opt} = 4,5 \dots 5,0$ .

4. Можно ожидать реального достижения  $\eta_i$

для  $T_1 = 673$  К;  $\eta_i \approx 0,2$ ;

для  $T_1 = 734$  К;  $\eta_i \approx 0,23$ .

5. Эффективный КПД УГТД ( $\eta_e$ ), учитывающий все внешние потери двигателя, будет ниже полученных  $\eta_i$ . Конкретная величина  $\eta_e$  будет зависеть от ряда факторов, которые будут определены по результатам конструирования. Можно ожидать что  $\eta_e$  составит:

для  $T_1 = 673$  К;  $\eta_e \approx 0,15 \dots 0,17$ ;

для  $T_1 = 734$  К;  $\eta_e \approx 0,17 \dots 0,19$ .

Приложение полученных результатов.

При расходе отработавших газов  $G_r = 56$  кг/ч и  $t_r = 510$  °С УГТД может вырабатывать мощность:

$$N_e = q_{\text{подв}} G_r \eta_e = 288 \cdot 56 \cdot 0,17 = 2740 \text{ кВт},$$

где  $q_{\text{подв}} = C_{pr} \cdot (t_r - t_{r\text{вых}}) = 1,047 \cdot (510 - 235) = 288$  кДж/кг;

$t_{r\text{вых}} \approx 235$  °С – температура газов на выходе из регенератора.

$C_{pr} = 1,047$  кДж/кг·К.

С учетом некоторой неопределенности значение  $\eta_e$  на данном этапе можно ожидать величину механической мощности УГТД  $N_e = 2,4-2,8$  МВт.

Отработавшие газы при этом будут охлаждаться до 220–250 °С, а воздух из турбины УГТД в атмосферу поступит с температурой 200–240 °С.

УГТД может выглядеть следующим образом (рис. 8).

Трехступенчатый осевой компрессор находится на одном валу с двухступенчатой осевой турбиной максимальным диаметром около 1,4 м. Силовая турбина на отдельном валу соединена с электрогенератором. Регенератор в сечении имеет кольцевую форму. Теплообменная поверхность образована трубками  $\varnothing 20 \times 1,0$ . Общая площадь теплообменной поверхности  $\approx 800$  м<sup>2</sup>. Внутренний диаметр барабана 2 м, а наружный

диаметр регенератора  $\approx 3,5$  м. Турбоагрегат располагается внутри регенератора. Длина регенератора по оси  $\approx 3$  м.

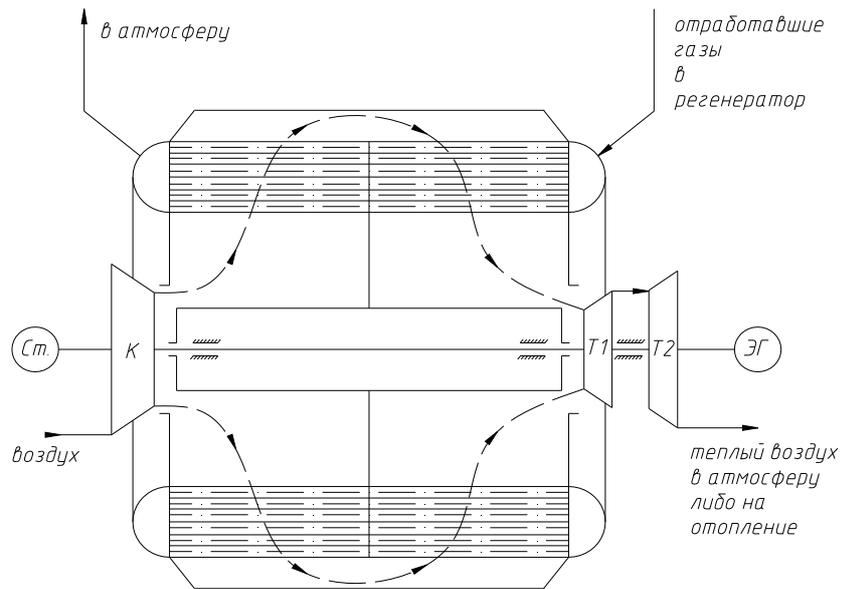


Рис. 8. Общий вид УГТД

#### Список литературы:

- [1] Котляр И.В. Судовые газотурбинные установки, Л.: Судостроение, 1967. – 284 с.
- [2] Котляр И.В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок, Л.: Судостроение, 1966. – 294 с.
- [3] Селиверстов В.М., Бажан П.И. Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты: [Учеб. для ин-тов вод. трансп.] / В. М. Селиверстов, П. И. Бажан, М. Транспорт 1988.

**Ю.И. Матвеев, М.Х. Садеков, Г.В. Суслов**  
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

## ПРИМЕНЕНИЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

В связи с постоянным ростом цен на судовое топливо и возрастающим его дефицитом появляется задача по использованию возможности применения в судовых энергетических установках альтернативных или возобновляющих источников энергии.

Традиционные виды топлива, такие как продукты нефтепереработки, уголь, газ и т. п. относятся к невозполнимым источникам энергии. По мере истощения их запасов в России и во многих других развитых странах обязательно придется искать им замену.

В настоящее время во многих развитых странах активно ведутся разработки или уже применяются альтернативные источники энергии. Это – ветряные двигатели, геотермальные установки, приливные электростанции (на энергии волн прилива и отлива) и т. д.

В целях развития указанных направлений в России, прежде всего, должна быть подведена Российская Законодательная база.