

УДК 621.452.004

# ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВОЗДУШНЫМИ ТУРБИННЫМИ ТЕПЛО- УТИЛИЗИРУЮЩИМИ УСТАНОВКАМИ

*Надані результати дослідження газотурбінних двигунів (ГТД) з повітряними теплоутилізуючими турбінними установками (ПТТУ) в діапазонах температури повітря перед турбіною 573- 873 К і ступеня підвищення тиску в компресорі 2,5-12. Визначені показники ПТТУ для використання з серійними ГТД різних фірм в діапазоні потужностей 16-25 МВт*

*Ключові слова : утилізація, схема, двигун, нагрівач*

*Приведены результаты исследования газотурбинных двигателей (ГТД) с воздушными теплоутилизующими турбинными установками (ВТТУ) в диапазонах температуры воздуха перед турбиной 573-873 К и степени повышения давления в компрессоре 2,5-12. Определены показатели ВТТУ для использования с серийными ГТД различных фирм в диапазоне мощностей 16-25 МВт*

*Ключевые слова: утилизация, схема, двигатель, нагреватель*

*Results of research gas turbine (GT) with air heat recovery turbine unit (AHRTU) in ranges of air temperature in inlet of the turbine from 573 up to 873 K and a degree of pressure ratio in the compressor from 2,5 up to 12 are presented. Basic parameters AHRTU for use with serial GT various firms over the range capacities from 16 up to 25 MW are determined*

*Key words: utilization, scheme, engine, heater*

**О.С. Кучеренко**  
Ведущий инженер-конструктор\*

**С.Н. Мовчан**  
Начальник отдела\*

**А.А. Филоненко**  
Кандидат технических наук, первый заместитель директора\*

**В.Н. Чобенко**  
Начальник отдела\*  
\*ЦНИОКР «Машпроект»  
ГП НПКГ «Зоря»—«Машпроект»  
пр. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018  
Контактный тел.: (0512) 22-13-48  
E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

**В.В. Кузнецов**  
Кандидат технических, доцент, ведущий научный сотрудник\*\*  
Контактный тел.: 050-493-02-76  
E-mail: aootnet@ukr.net

**А.П. Шевцов**  
Доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник\*\*  
Контактный тел.: (0512) 37-64-43  
E-mail: aootnet@ukr.net

\*\*Открытое акционерное общество «НЭТ»  
а/я 17, г. Николаев, Украина, 54030

## Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

Утилизация теплоты отработавших газов газотурбинных двигателей (ГТД) позволяет повысить их мощность и экономичность. Одним из способов утилизации теплоты отработавших газов является применение воздушной теплоутилизующей турбинной установки (ВТТУ). В этих установках рабочим телом, утилизирующим теплоту отработавших газов ГТД, является воздух. Однако, использование такого способа для серийных ГТД, работающих совместно

с ВТТУ затрудняется из-за отсутствия данных по увеличению КПД, мощности и снижению вредных выбросов.

## Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы

Идея использования ВТТУ не нова [1, 2, 3, 4, 5, 9], но реализация таких установок с серийно выпускаемыми ГТД требует дополнительных исследований эффективности их совместной работы.

**Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья**

В проведенных исследованиях отсутствуют результаты влияния тепловой схемы ВТТУ и характеристик ГТД на суммарные показатели мощности, экономичности и экологической безопасности.

**Цель и задачи исследования**

Целью исследования является определение эффективных параметров рабочего процесса и основных схемных решений перспективных ВТТУ для ГТД серийно изготавливаемых различными фирмами.

Достижение указанной цели сводится к решению следующих задач.

1. Исследование характеристик ВТТУ различных тепловых схем в диапазоне температуры воздуха перед турбиной  $T_3$  от 573 до 873 К и диапазоне степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  от 2,5 до 12.

2. Определение основных показателей ГТД с ВТТУ для ГТД серийно изготавливаемых различными фирмами.

**Изложение основного материала исследований с обоснованием полученных результатов**

Эффективность утилизации теплоты ВТТУ зависит от эффективностей процессов в турбокомпрессоре и нагревателе-утилизаторе. Эффективность процессов в турбокомпрессоре зависит от тепловой схемы ВТТУ, значений температуры воздуха перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре. Температура рабочего тела перед турбиной ВТТУ при работе ГТД с ВТТУ определяется температурой газа за турбиной ГТД и степенью утилизации теплоты в нагревателе-утилизаторе. Для выбора тепловой схемы ВТТУ и значений параметров воздуха как рабочего тела выполнены исследования следующих пяти тепловых схем ВТТУ представленных на рис. 1.

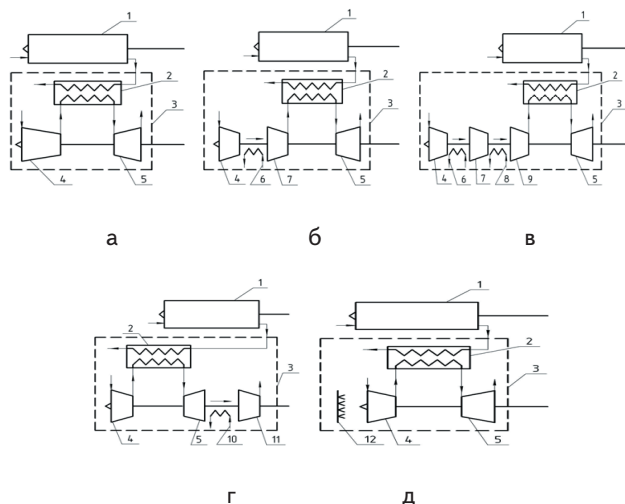


Рис. 1. Тепловые схемы ГТД с ВТТУ: 1— ГТД; 2 — нагреватель — утилизатор; 3 — ВТТУ; 4, 7, 9, 11 — компрессор; 6, 8, 10 — промежуточный охладитель; 12 — устройство подачи воды в компрессор

Исследования включали расчеты восьми вариантов и последующий анализ полученных результатов. Варианты с 1 по 4 выполнены для тепловых схем ВТТУ показанных на рис. 1а, 1б, 1в, 1г. Варианты с 5 по 7 выполнены для тепловой схемы ВТТУ показанной на рис. 1д и трех расходов воды в количестве 2%, 4% и 6% от расхода воздуха в компрессоре. Вариант 8 выполнен для тепловой схемы ВТТУ показанной на рис. 1а и значений коэффициентов газодинамического совершенства турбомашин и воздухопроводов, соответствующих оптимистическим уровням.

Исходные данные для расчетов были следующими: температура и давление воздуха на входе в ВТТУ  $T_n = 288$  К,  $P_n = 0,1013$  МПа; температура воздуха перед турбиной ВТТУ  $T_3 = 573 - 873$  К; степень повышения давления в компрессоре ВТТУ  $\pi_k = 2,5 - 12$ ; адиабатный КПД ступени компрессора ВТТУ для вариантов 1 - 7  $\text{КПД}_{\text{ст.к}} = 0,90$  и для варианта 8  $\text{КПД}_{\text{ст.к}} = 0,91$ ; адиабатный КПД турбины ВТТУ для вариантов 1 - 7  $\text{КПД}_T = 0,92$  и для варианта 8  $\text{КПД}_T = 0,93$ ; механический КПД ротора турбокомпрессора ВТТУ  $\text{КПД}_{\text{мех}} = 0,995$ ; КПД входного устройства: для вариантов 1 - 7  $v_{\text{вх}} = 0,985$  и для варианта 8  $v_{\text{вх}} = 0,99$ ; КПД нагревателя для вариантов 1 - 7  $v_{\text{ну}} = 0,94$  и для варианта 8  $v_{\text{ну}} = 0,96$ ; КПД выходного устройства для вариантов 1 - 7  $v_{\text{вых}} = 0,955$  и для варианта 8  $v_{\text{вых}} = 0,97$ ; КПД охладителя  $v_{\text{охл}} = 0,95$ ; степень утилизации теплоты в нагревателе-утилизаторе  $\sigma_{\text{ну}} = 0,85$ ; температура воды для инжектирования капель в компрессор равна 293 К.

Результаты исследования ВТТУ представлены на рис. 2–9 и в табл. 1.

Рис. 2–9 иллюстрируют зависимости удельной мощности  $N_{\text{уд}}$  ВТТУ для восьми вариантов расчета от степени повышения давления  $\pi_k$  для различных температур воздуха перед турбиной ВТТУ  $T_3$ . Эти результаты доказывают, что удельная мощность  $N_{\text{уд}}$  тем больше, чем выше значение  $T_3$ . Зависимость удельной мощности  $N_{\text{уд}}$  от степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$  имеет экстремум. Значение  $\pi_k$ , при котором значение  $N_{\text{уд}}$  максимальное, увеличивается с увеличением значения  $T_3$ .

Графики зависимостей  $N_{\text{уд}}$  от  $\pi_k$  для различных  $T_3$  в окрестности экстремума имеют пологий вид.

В табл. 1 представлены коэффициенты влияния, соответственно, для температуры воздуха на входе в турбину ВТТУ, КПД входного устройства, КПД компрессора, КПД нагревателя-утилизатора, КПД турбины, КПД выходного устройства, утечки воздуха за компрессором на удельную мощность ВТТУ. Значения рассчитаны по математической модели тепловых схем ВТТУ.

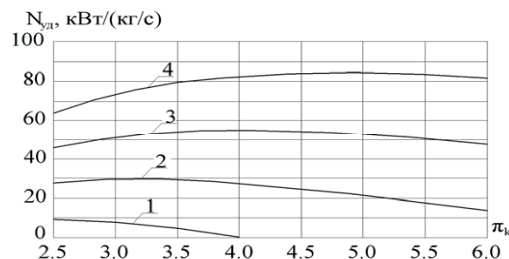


Рис. 2. Зависимость  $N_{\text{уд}}$  от  $\pi_k$  ВТТУ простого цикла : 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

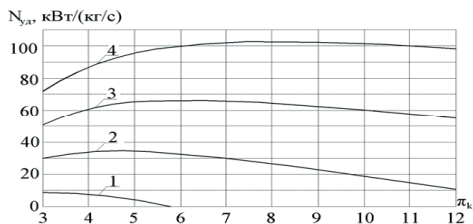


Рис. 3. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с циклом промежуточного охлаждения: 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

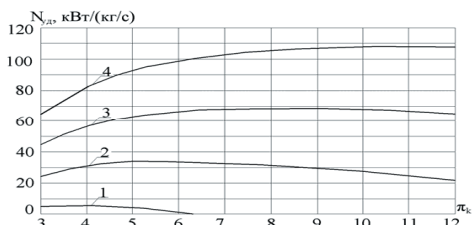


Рис. 4. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с циклом двойного промежуточного охлаждения: 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

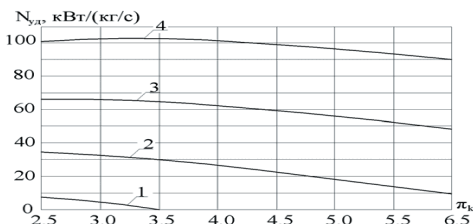


Рис. 5. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с циклом перерасширения рабочего тела : 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

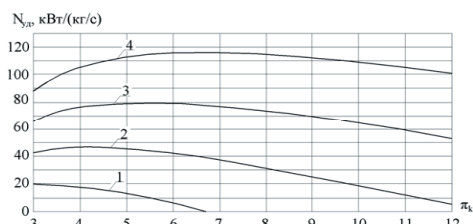


Рис. 6. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с инжектированием капель воды в компрессор в количестве 2 % от расхода воздуха : 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

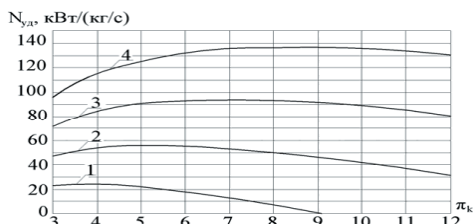


Рис. 7. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с инжектированием капель воды в компрессор в количестве 4 % от расхода воздуха : 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

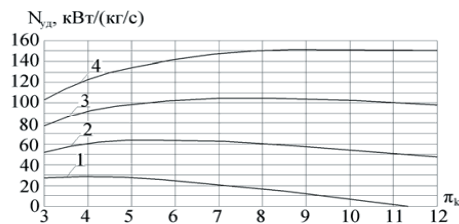


Рис. 8. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ с инжектированием капель воды в компрессор в количестве 6 % от расхода воздуха : 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

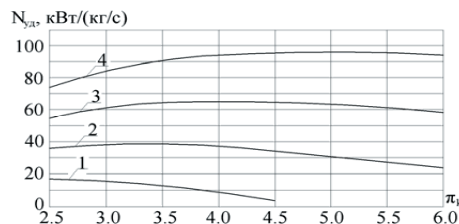


Рис. 9. Зависимость  $N_{уд}$  от  $\pi_k$  ВТТУ простого цикла с повышенным уровнем термогазодинамического совершенства турбомашин и воздухопроводов: 1—  $T_3=573$  К, 2—  $T_3=673$  К, 3—  $T_3=773$  К, 4—  $T_3=873$  К

Таблица 1

Значения коэффициентов влияния на удельную мощность ВТТУ

$T_3=573$ К							
	$\delta T_3$	$\delta v_{вх}$	$\delta КПД_K$	$\delta v_{нв}$	$\delta КПД_T$	$\delta v_{вых}$	$\delta A_{вт}$
$\delta N_{ВТТУ}$	11,2	12,46	10,46	12,42	11,2	13,07	-11,2
$T_3=673$ К							
	$\delta T_3$	$\delta v_{вх}$	$\delta КПД_K$	$\delta v_{нв}$	$\delta КПД_T$	$\delta v_{вых}$	$\delta A_{вт}$
$\delta N_{ВТТУ}$	5,7	4,23	4,82	4,21	5,7	4,44	-5,7
$T_3=773$ К							
	$\delta T_3$	$\delta v_{вх}$	$\delta КПД_K$	$\delta v_{нв}$	$\delta КПД_T$	$\delta v_{вых}$	$\delta A_{вт}$
$\delta N_{ВТТУ}$	3,84	2,5	2,92	2,49	3,84	2,62	-3,84

Уровень величин коэффициентов влияния в диапазоне изменений температур воздуха перед турбиной  $T_3$  от 573 до 773 К является высоким. Значения коэффициентов влияния параметров ВТТУ возрастают с уменьшением  $T_3$ . Например, для  $T_3 = 573$  К значения коэффициентов влияния параметров ВТТУ находятся в пределах от 10,5 до 13,1; для  $T_3 = 673$  К - от 4,2 до 5,7 и для  $T_3 = 773$  К - от 2,5 до 3,8. Большие значения коэффициентов влияния параметров отражают большую степень зависимости параметров рабочего процесса ВТТУ, в частности, мощности от возможных отклонений элементов проточной части при изготовлении.

Значение удельной мощности  $N_{уд}$  ВТТУ с охлаждением воздуха в одном промежуточном охладителе (рис. 2б) зависит от отношения степени повышения давления до промежуточного охлаждения  $\pi_{к,1}$  к степени повышения давления за промежуточным охлаждением  $\pi_{к,2}$ . Поиск отношения  $\pi_{к,1} / \pi_{к,2}$  соответствующий максимальному значению удельной мощности  $N_{уд}$  ВТТУ производился численно. Установлено, что значение  $\pi_{к,1} / \pi_{к,2}$  увеличивается с увеличением значения температуры воздуха за охладителем  $T_{охл.вых}$ .

Например, максимальное значение  $N_{уд}$  достигается: для  $T_{охл.вых} = 298 \text{ К}$  при  $\pi_{к.1} / \pi_{к.2} = 1,12$ ; для  $T_{охл.вых} = 308 \text{ К}$  при  $\pi_{к.1} / \pi_{к.2} = 1,22$ ; для  $T_{охл.вых} = 318 \text{ К}$  при  $\pi_{к.1} / \pi_{к.2} = 1,37$ . Таким образом увеличение уровня значения  $T_{охл.вых}$ , увеличивает значение  $\pi_{к.1}$ .

Расчеты ВТТУ с двумя промежуточными охладителями (рис. 2в) показали, что условие  $\pi_{к.1} \approx \pi_{к.2} \approx \pi_{к.3}$ , определяющее местоположение промежуточных охладителей, соответствует максимальной удельной мощности ВТТУ  $N_{уд}$ .

Для ВТТУ с перерасширением рабочего тела (рис. 2г) значение удельной мощности  $N_{уд}$  зависит от значения степени перерасширения рабочего тела в турбине ВТТУ. Степень перерасширения рабочего тела в турбине при расчетах моделировалась через значение степени повышения давления в вакуум - компрессоре  $\pi_{кв}$ . Значение  $\pi_{кв}$  при максимальном значении удельной мощности  $N_{уд}$  ВТТУ определялось численно. Установлено, что значение таких  $\pi_{кв}$ , существенно зависит от значений температуры рабочего тела перед турбиной  $T_3$  и степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_{к}$ . Например, для  $T_3 = 573 \text{ К}$  и  $\pi_{к} = 2,5$  значение  $\pi_{кв.экстр} = 1,43$ ; для  $T_3 = 673 \text{ К}$  и  $\pi_{к} = 2,5$   $\pi_{кв.экстр} = 1,87$ ; для  $T_3 = 773 \text{ К}$  и  $\pi_{к} = 3,0$   $\pi_{кв.экстр} = 2,14$ , для  $T_3 = 873 \text{ К}$  и  $\pi_{к} = 3,0$   $\pi_{кв.экстр} = 2,63$ .

В табл. 2 и на рис. 10 представлено сопоставление вариантов ВТТУ различных тепловых схем по удельной мощности  $N_{уд}$  при оптимальных параметрах циклов. Из табл. 2 и рис. 10 видно, что удельная мощность ВТТУ для простого цикла (вариант 1) имеет наименьшие значения и она увеличивается при усложнении тепловой схемы ВТТУ (рис. 2б, 2в, 2г, 2д, варианты 2 - 7).

**Таблица 2**

Сопоставление ВТТУ различных схем по  $N_{уд}$ , кВт/(кг/с) и  $\Delta P/P_{сум}$ , % при оптимальных параметрах цикла

Температура на входе в турбину, К	Номер варианта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
573	9.3	8.9	5.6	7.6	19.6	24.1	29.3	16.6
673	29.7	34.4	33.8	34.6	46.7	55.4	63.1	38.2
773	54.9	66.2	68.5	66.1	78.8	93.5	104.1	65.1
873	83.9	102.6	108.2	102.5	115.9	136.1	151.2	95.6
Суммарные потери полного давления $\Delta P/P_{сум}$ , %	11	16	21	16	11	11	11	8



Рис. 10. Сопоставление ВТТУ различных схем по  $N_{уд}$  при оптимальных параметрах цикла

Сравнение показателей ВТТУ простого цикла (рис. 1а, вариант 1) и ВТТУ с одним промежуточным охладителем (рис. 1б, вариант 2) показывает, что с увеличением значения  $T_3$  влияние промежуточного охлаждения на удельную мощность возрастает. Например, при  $T_3 = 673 \text{ К}$   $N_{уд}$  для варианта 2 больше, чем для варианта 1 на 16 %, а при  $T_3 = 873 \text{ К}$  – на 22 %.

Для ВТТУ с одним промежуточным охладителем (рис. 1б, вариант 2) и ВТТУ с перерасширением рабочего тела (рис. 1г, вариант 4) при равных температурах рабочего тела на входе в турбину  $T_3$  значения  $N_{уд}$  одинаковые.

Сравнение ВТТУ с двумя и одним промежуточными охладителями (рис. 1в, вариант 3; рис. 1б, вариант 2) показывает следующее. При температурах на входе в турбину ВТТУ  $T_3 573 \text{ К} - 673 \text{ К}$  добавление второго промежуточного охладителя приводит к уменьшению  $N_{уд}$  из-за увеличения потерь полного давления. Например, при  $T_3 = 673 \text{ К}$  и суммарных относительных потерях полного давления  $\Delta P/P_{сум} = 16 \%$  для варианта 2  $N_{уд} = 34,4 \text{ кВт/(кг/с)}$ , а для варианта 3 при  $\Delta P/P_{сум} = 21 \%$   $N_{уд} = 33,8 \text{ кВт/(кг/с)}$ . При температурах на входе в турбину ВТТУ  $T_3 \geq 773 \text{ К}$  добавление второго промежуточного охладителя приводит к увеличению  $N_{уд}$ . Например, при  $T_3 = 773 \text{ К}$  удельная мощность  $N_{уд}$  для варианта 3 больше, чем для варианта 2 на 4%, а при  $T_3 = 873 \text{ К}$  удельная мощность  $N_{уд}$  для варианта 3 больше, чем для варианта 2 на 7%.

Наиболее эффективно усложнение тепловой схемы способом инжектирования воды в компрессор (рис. 1д, варианты 5 - 7). Сравнение ВТТУ простого цикла (вариант 1) с ВТТУ с инжектированием воды в компрессор (рис. 1д, варианты 5 - 7) показывает, что инжектирование воды в компрессор приводит к большему увеличению удельной мощности  $N_{уд}$ . Положительный эффект увеличения удельной мощности  $N_{уд}$  возрастает, со снижением  $T_3$  и увеличением количества инжектированной воды в компрессор. Например, при  $T_3 = 573 \text{ К}$  удельная мощность ВТТУ  $N_{уд}$  для схем вариантов 5, 6, 7 в 2 - 3 раза больше, чем для схемы варианта 1; при  $T_3 = 773 \text{ К}$  удельная мощность ВТТУ  $N_{уд}$  для схем вариантов 5, 6, 7 в 1,4 – 1,9 раз больше, чем для схемы варианта 1.

Вариант 8 исследования ВТТУ (рис. 1а) демонстрирует возможность увеличения удельной мощности  $N_{уд}$  ВТТУ простого цикла за счет повышения газодинамического совершенства проточных частей турбомашин, нагревателя-утилизатора и воздухопроводов. Анализ показывает, что значения  $N_{уд}$  ВТТУ варианта 8 при температурах на входе в турбину ВТТУ  $T_3 < 873 \text{ К}$  практически не уступают по  $N_{уд}$  схеме ВТТУ варианта 2, включающим один промежуточный охладитель. Применение для варианта 8 инжектирования капель воды в компрессор с расходом 2% от расхода воздуха приведет к дополнительному увеличению удельной мощности  $N_{уд}$  в 1,8 – 2,1 раза.

Простота конструкции, надежность и результаты выполненного анализа, показывают, что тепловые схемы ВТТУ простого цикла и с инжектированием капель воды в компрессор, по нашему мнению, наиболее целесообразны при утилизации теплоты отработавших газов ГТД.

Для определения основных расчетных показателей ГТД с ВТТУ исходные показатели для ГТД приняты

согласно данным [6], а для ВТТУ принята тепловая схема простого цикла со степенью повышения давления воздуха в компрессоре  $\pi_k$  равной 3,5. Это значение близко к оптимальному значению для большинства заданных ГТД, кроме UGT 16000 с  $T_3$  равной 598 К. Высокая степень утилизации теплоты в нагревателе-утилизаторе ВТТУ обеспечивается приближительным равенством расходов рабочих тел ГТД и ВТТУ.

Результаты расчетов основных показателей ГТД с ВТТУ для ГТД, серийно изготавливаемых различными фирмами, приведены в табл. 3.

показатели расхода топлива, тепловых и вредных выбросов в окружающую среду. Конструктивное объединение выходных устройств ГТД и ВТТУ дает возможность смешивать отработавшие газы и воздух и снизить температуру и концентрации вредных выбросов.

Для сравнения уровней энергосбережения и экологической безопасности использованы следующие показатели: - коэффициент снижения потребления топливного газа – отношение удельных расходов топлива ГТД с ВТТУ и ГТД; коэффициент интенсивности

**Таблица 3**

**Результаты расчетов основных показателей ГТД с ВТТУ**

Наименование	Значение							
	GTU-25P	LM 2500 PR	MFT-8	FT-8 Power Pac	SGT-600	Titan 250	UGT 16000	UGT 25000
1. Идентификатор ГТД								
2. Мощность ГТД, кВт	23000	29962	26780	25490	24770	21745	15520	25680
3. КПД ГТД, %	36.7	37.2	38.7	38.1	34.2	38.9	30.6	35.6
4. Температура газа на выходе из ГТД, К	746	801	737	730	816	736	623	758
5. Расход газа на выходе из ГТД, кг/с	76.7	88.5	86.2	84.8	80.4	68.2	96.0	87.5
6. Тепловая схема ВТТУ	Простого цикла, степень повышения давления ВТТУ 3,5							
7. Температура воздуха перед турбиной ВТТУ, К	704	751	696	690	764	695	598	714
8. Расход воздуха через ВТТУ, кг/с	76.5	88.3	85.9	84.6	80.2	68.0	95.7	87.3
9. Мощность ВТТУ, кВт	3529	5150	3795	3610	4948	2988	1804	4263
10. Относительная мощность ВТТУ, %	15.3	17.2	14.2	14.2	20.0	13.7	11.6	16.6
11. Суммарный КПД ГТД с ВТТУ, %	41.3	42.5	43.1	42.4	40.1	43.1	33.3	40.5
12. Тепловая схема ВТТУ	с инжектированием капель воды в компрессор с расходом 2% от расхода воздуха, степень повышения давления ВТТУ 4							
13. Температура воздуха перед турбиной ВТТУ, К	697	744	689	683	757	688	591	707
14. Расход воздуха через ВТТУ, кг/с	76.5	88.3	85.9	84.6	80.2	68.0	95.7	87.3
15. Мощность ВТТУ, кВт	4824	6829	5222	4993	6519	4114	2995	5780
16. Относительная мощность ВТТУ, %	21.0	22.8	19.5	19.6	26.3	18.9	19.3	22.5
17. Суммарный КПД ГТД с ВТТУ, %	43.3	44.6	45.1	44.5	42.2	45.1	35.6	42.6

тепловых выбросов – отношение удельной мощности тепловых выбросов к удельной мощности установки; коэффициент интенсивности вредных выбросов – отношение концентраций вредных выбросов ГТД с ВТТУ и ГТД.

В табл. 4 представлены результаты расчетных показателей энергосбережения и экологической безопасности ГТД с ВТТУ.

Увеличение экономичности ГТД уменьшает интенсивность тепловых вы-

бросов. Влияние ВТТУ на интенсивность тепловых выбросов определяется термогидродинамическим со-

**Таблица 4**

**Показатели тепловых и вредных выбросов ГТД с ВТТУ**

Наименование	Значение							
	GTU-25P	LM 2500 PR	MFT-8	FT-8 Power Pac	SGT-600	Titan 250	UGT 16000	UGT 25000
1 Идентификатор ГТД								
2 Тепловая схема ВТТУ	Простой цикл							
3 Коэффициент снижения потребления топливного газа	0,889	0,875	0,898	0,899	0,853	0,903	0,919	0,879
4 Коэффициент интенсивности тепловых выбросов	1,421	1,353	1,320	1,358	1,494	1,320	2,000	1,347
5 Коэффициент интенсивности вредных выбросов							0,90-0,92	0,86-0,88
2 Тепловая схема ВТТУ	с инжектированием капель воды в компрессор с расходом 2% от расхода воздуха							
3 Коэффициент снижения потребления топливного газа	0,848	0,834	0,858	0,856	0,810	0,863	0,860	0,836
4 Коэффициент интенсивности тепловых выбросов	1,309	1,242	1,217	1,247	1,370	1,217	1,809	1,347
5 Коэффициент интенсивности вредных выбросов							0,84-0,86	0,82-0,84

Эти результаты показывают, что для значения степени утилизации теплоты в нагревателе-утилизаторе равного 0,85 значения дополнительной мощности следующие: максимальное значение – 4,948 МВт (16,9 % от  $N_{ном}$ ) для  $T_3=816$  К, ГТД SGT –600 и минимальное значение – 1,804 МВт (8,6 % от  $N_{ном}$ ) для  $T_3=623$  К, ГТД UGT 16000.

Применение ВТТУ с примерным равенством расходов отработавших газов ГТД и воздуха ВТТУ позволяет минимизировать удельные

вершенством турбомашин, воздухопроводов и степенью утилизации теплоты в нагревателе-утилизаторе.

Применение ВТТУ не изменяет процессы сжигания топлива в камере сгорания ГТД и абсолютные значения массовых показателей вредных выбросов в окружающую среду. Однако наличие дополнительной мощности и воздуха как рабочего тела ВТТУ существенно снижает суммарные относительные показатели вредных выбросов. Анализ количества вредных выбросов в окружающую среду при совместной работе ГТД с ВТТУ выполнен на основе абсолютных значений концентраций оксидов азота и углерода в отработавших газах ГТД. Результаты таблицы 4 показывают, что применение ВТТУ может приблизительно в два раза снизить концентрации вредных веществ в смеси отработавших газа и воздуха.

#### Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления

1. Выполненное расчётное исследование тепловых схем ВТТУ при температурах воздуха перед турбиной 573 К–873 К и диапазоне степени повышения давления в компрессоре 2,5 – 12 обосновало возможность создания эффективных, надежных, безопасных, экологически чистых ВТТУ для наземных ГТД.

2. Показано, что утилизация теплоты отработавших газов серийных ГТД ВТТУ простого цикла может увеличить КПД на 4...6% (абс.), суммарную мощность - на 6 - 16 % и снизить вредные выбросы на 8-14%, а инжекция воды на входе в компрессор ВТТУ дополнительно увеличить мощность на 5 - 6%.

3. Значения коэффициентов взаимного влияния параметров ВТТУ в диапазоне изменения температуры воздуха перед турбиной  $T_3$  от 573 до 773 К имеют высокий уровень. Значения коэффициентов взаимного влияния параметров ВТТУ увеличиваются при уменьшении значения  $T_3$ . Так, при  $T_3 = 673$  К коэффициенты влияния лежат в диапазоне от 4,2 до 5,7. Большие значения коэффициентов взаимного влияния параметров обуславливают повышенный риск снижения проектной мощности ВТТУ за счет производственных отклонений.

4. Компоновка ГТД с ВТТУ, в которой конструктивно объединены газо- и воздухоотводящие устройства позволяет при незначительных снижениях тепловых выбросов существенно снизить концентрацию вредных выбросов. Значения полученных удельных показателей энергосбережения и экологической безопасно-

сти ГТД с ВТТУ: коэффициент снижения потребления топливного газа – 0.875-0.920, коэффициент интенсивности тепловых выбросов – 1.3-2.0, коэффициент интенсивности вредных выбросов – 0.863-0.920.

5. Дальнейшие исследования унифицированных ВТТУ целесообразно выполнять для утилизации теплоты газов в металлургической, химической, добывающей и перерабатывающей промышленности с разработкой ресурсоэнергосберегающей и природосберегающими технологиями совместной работы объектов применения и ВТТУ.

#### Литература

1. Low Cost "air Bottoming Cycle" for Gas Turbines. Gas Turbine World, vol. 21, No 3, 1991, p. 61.
2. Коваленко А., Романов В., Филоненко А., Кучеренко О. Перспективный газотурбинный привод для ГПА компрессорных станций. Двигатель, № 3(21).-2002. - С. 8 – 10.
3. Борщанский В.М. Разработка новых конструктивных решений для создания высокоэффективных наземных газотурбинных установок. ЦИАМ 2001–2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том II, ЦИАМ, М.-2005.-С.480 - 484.
4. Устройство для термодинамического преобразования и способ достижения максимального общего КПД этого устройства. RU 2158835 C2, F02 C 6/18, F01 K 23/10. Патентообладатель «КВЕРНЕР ЭНЕРДЖИ А.С.» (NO). Дата начала действия патента 16.07.1996.
5. Иноземцев А.А., Сулимов Д.Д., Пожаринский А.А., Торопчин С.В. ГТУ – 27ПС – перспективный газотурбинный привод сложного цикла. Газотурбинные технологии, май – июнь,-2005,-С. 2 – 7.
6. Gas Turbine World, 2009 GTW Handbook. A Pegnot Publication, vol. 27, p. 72 – 81.
7. Билека Б.Д. Комбинированные энергоохлаждающие установки для повышения эффективности работы газотранспортных систем. Пром. теплотехника, т. 28, № 2.-2006,- С. 132 – 148.
8. Бухолдин Ю.С., Олифиренко В.М., Парафейник В.П., Сухоставец С.В. Энергоутилизационная установка с пентановым рабочим циклом. Газотурбинные технологии, январь – февраль.-2005,-С. 10 – 12.
9. О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, А.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизующих установок. Харьков: НТУ «ХПИ», -2008. - №35. – С. 89-96.