

УДК 621.438

**В.Т. МАТВЕЕНКО, В.Н. ЛИТОШЕНКО***Севастопольский национальный технический университет, Украина***ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ  
С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПОДОГРЕВОМ ГАЗА  
ПЕРЕД СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ ПЕРЕРАСШИРЕНИЯ**

Представлены результаты исследования теплотехнических характеристик ГТД с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной перерасширения (СТП). Показано, что подогрев газа перед СТП повышает эффективный КПД двигателя, увеличивает удельную мощность ГТД более чем в 1,5 раза, при этом степень использования располагаемой теплоты топлива достигает 80 ... 90%.

**газотурбинный двигатель, промежуточный подогрев газа, турбина перерасширения, теплотехнические характеристики, когенерация**

**Введение**

Энергетический газотурбинный двигатель (ГТД) и установка в целом должны обладать высоким эффективным КПД и общим высоким уровнем использования энергии топлива в газотурбинной установке (ГТУ). Одновременно энергетическая ГТУ должна обладать высокой удельной мощностью для получения больших мощностей в одном агрегате, особенно если она работает по усложненному циклу.

Поставленная задача может быть решена введением в тепловую схему ГТД, работающего по простому циклу, промежуточного подогрева газа перед силовой турбиной, а также применением перерасширения газа в силовой турбине.

**1. Метод решения задачи**

На рис. 1 изображена схема ГТД с промежуточным подогревом (ПП) газа и силовой турбиной перерасширения (СТП). ПП газа производится во второй камере сгорания (КС2), установленной между газогенератором и СТП, механически не связанных между собой.

Перерасширение газа за силовой турбиной осуществляет дожимающий компрессор (ДК), перед которым газ охлаждается в охладителе газа (ОГ). Турбина перерасширения совместно с дожимающим компрессором и охладителем газа между ними обра-

зует турбокомпрессорный утилизатор (ТКУ). В ГТД с ПП и СТП за счет промежуточного подогрева газа, а также перерасширения газа в ТКУ, повышается мощность ГТД по отношению к ГТД простого цикла. Охлаждитель газа в ТКУ кроме охлаждения газа перед ДК выполняет функцию водяного котла-утилизатора, поэтому ГТД с ПП и СТП может функционировать в качестве когенерационной энергоустановки.

На диаграмме T-S (рис. 2) представлен цикл когенерационного ГТД с ПП и СТП, где реальные процессы расширения газа в высокотемпературных турбинах, охлаждаемых цикловым воздухом, представлены эквивалентными процессами: 3 – 4,1 см – в турбине Т1; 4,1 – 4,2 см – в турбине Т2; 4,3 – 5 см – в СТП.

Температура газа перед СТП равна

$$T_{4.3} = k_n \cdot T_3,$$

где  $k_n$  – коэффициент, определяющий степень подогрева газа перед СТП;  $T_3$  – начальная температура газа в двигателе.

Параметры рабочего цикла по проточной части ГТД с ПП и СТП приведены в работе [1], где предложена математическая модель цикла ГТД с ПП и СТП.

Располагаемая удельная теплота, которая может быть направлена на теплофикацию от охладителя газа в ГТД с ПП и СТП, равна

$$Q_T = \bar{c}_{p5} T_5 - \bar{c}_{p6} T_6 = T_1 \bar{c}_{p3} \mu_T (\Theta_5 \mu_5 - \mu_{k_T}), \quad (1)$$

где  $\mu_5 = \bar{c}_{p5} / \bar{c}_{p3} = (T_5 / T_3)^{0,15}$ ;

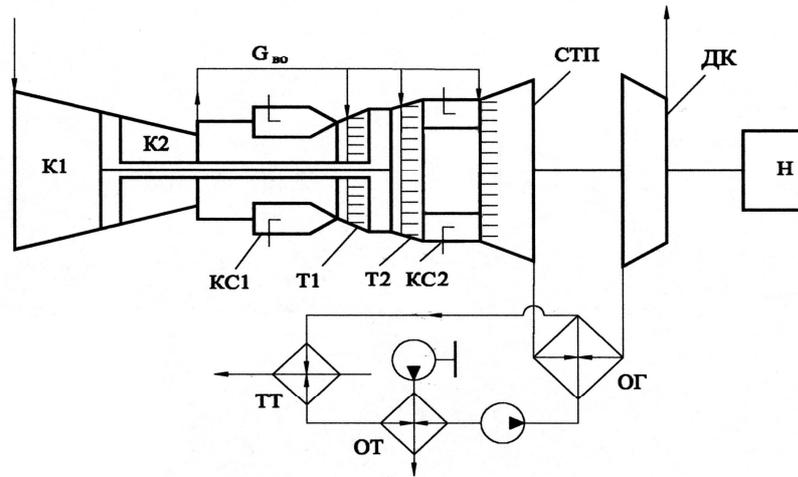


Рис. 1. Схема ГТД с промподогревом газа и силовой турбиной перерасширения: К1 и К2 – компрессоры; КС1 – основная камера сгорания; КС2 – камера сгорания промподогрева газа; Т1 и Т2 – турбины; СТП – силовая турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор; ОГ – охладитель газа; ТТ – теплофикационный теплообменник; ОТ – охладитель теплоносителя; Н – нагрузка

$$\mu = \bar{c}_{p6} / \bar{c}_{pg3}; \mu_{\Gamma} = c_{pg3} / \bar{c}_{pg3};$$

$$\Theta_5 = T_5 / T_1; k_T = T_6 / T_1.$$

В формуле (1) и далее введены обозначения:  $\pi$  – степень повышения давления в компрессорах или расширения газа в турбинах;  $c_p$  – теплоемкость при постоянном давлении;  $\eta$  – КПД турбомашин;  $\varepsilon_{\Pi}$  – коэффициент, учитывающий гидравлические потери в проточной части двигателя;  $T$  – температура;  $S$  – энтропия;  $\bar{G}_{\text{во}}$  – относительный расход воздуха на охлаждение деталей и узлов двигателя. Индексы несут следующую смысловую нагрузку: в – воздух; г – газ; к – компрессор; дк – дожимающий компрессор; т – турбина; м – механический; см – смесь.

Температура газа за СТП определяется по формуле

$$T_5 = T_{4,3\text{см}} [1 - \eta_T (1 - \pi_T^{-n})],$$

где  $\pi_T = \varepsilon_{\Pi} \pi_k \pi_{\text{дк}} / (\pi_T \pi_{T2})$  – степень расширения газа в СТП;  $\eta_T$  – адиабатический КПД СТП.

Для оценки теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП, имеющих в своем составе устройство для внешней утилизации теплоты, применяется также удельный показатель – теплотехнический (общий) КПД, который определяется по формуле

$$\eta_{\text{ГТД}} = (\mu_{\text{м}} H_{\Pi} + Q_T) / (Q_1 + Q_2), \quad (2)$$

где  $H_{\Pi} = H_{\text{СТП}} - H_{\text{дк}}$  – удельная полезная работа;  $Q_T$  – удельная полезная теплота (определяется по (1));

$$Q_1 = (1 - \bar{G}_{\text{во}}) (T_3 \bar{c}_{pg3} - T_2 \bar{c}_{p2}) -$$

теплота, подведенная к газу в КС1;

$$Q_2 = (1 - \bar{G}_{\text{во}2}) (T_{4,3} \bar{c}_{pg4,3} - T_{4,2} \bar{c}_{pg4,2}) -$$

теплота подогрева газа в КС2.

В целом, теплотехнический КПД показывает степень полезного использования располагаемой теплоты топлива, израсходованного на выработку механической и тепловой энергии. При определении теплоты подогрева газа перед СТП соотношения теплоемкостей, соответственно, будут равны:

$$\mu_{4,2} = (\bar{c}_{pg4,2} / \bar{c}_{pg3}) = (T_{4,2} / T_3)^{0,15};$$

$$\mu_{4,3} = (\bar{c}_{pg4,3} / \bar{c}_{pg3}) = (T_{4,3} / T_3)^{0,15}.$$

Соответственно, с учетом значения  $V = \bar{c}_{pg3} T_1$  и преобразования составляющих формулы (2) запишем:

$$H_{\text{СТП}} = V [\Theta_{\text{см}3} \cdot \eta_T (1 - \pi_T^{-n})] -$$

удельная работа СТП;

$$H_{\text{дк}} = V [\mu \cdot k_T (\pi_{\text{дк}}^m - 1) / \eta_{\text{дк}}] -$$

удельная работа ДК;

$Q_T = B\mu_T(\Theta_5\mu_5 - \mu k_T)$  – удельная тепловая мощность;

$$Q_1 = B(1 - \bar{G}_{\text{BO}}) \left\{ \Theta_3 - \mu [1 + (\pi_k^m - 1) / \eta_k] \right\} -$$

теплота, подведенная к газу в КС1;

$$Q_2 = B(1 - \bar{G}_{\text{BO}}) \mu_T (\Theta_{4,3} \mu_{4,3} - \Theta_{4,2} \mu_{4,2}) -$$

теплота подогрева газа в КС2 (здесь

$$\Theta_{4,3} = T_{4,3} / T_1 \text{ и } \Theta_{4,2} = T_{4,2} / T_1).$$

## 2. Результаты исследований

Анализ теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП проводился при изменении величины степени повышения давления в компрессоре  $\pi_k$ , различных температурах газа и фиксированных значениях других величин, влияющих на конечный результат исследований. Теплотехнические характеристики ГТД с ПП и СТП существенно зависят также от степени понижения давления в турбине перерасширения и степени подогрева газа перед СТП, поэтому исследования проводились также с учетом изменения  $\pi_{\text{дк}}$  и  $k_{\text{п}}$ .

Расчетный анализ теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП выполнен по формулам (1) и (2). При  $\pi_{\text{дк}} = 2,0 \dots 4,0$ ,  $k_{\text{п}} = 0,7 \dots 1,0$  и следующих исходных данных:  $\eta_k = 0,87$ ;  $\eta_{\text{дк}} = 0,87$ ;  $\eta_{\text{ст}} = 0,92$ ;  $\bar{G}_{\text{BO}} = 0,11 \dots 0,24$ ;  $\eta_{\text{г1}} = 0,86$ ;  $\eta_{\text{г2}} = 0,9$ ;  $\varepsilon_{\text{п}} = 0,8$ ;  $T_1 = 288 \text{ K}$ ;  $T_6 = 323 \text{ K}$ ;  $T_3 = 1223 \dots 1573 \text{ K}$  с шагом 50 K.

На рис. 3 представлены зависимости теплотехнического ( $\eta_{\text{гт}}$ ) и эффективного ( $\eta_e$ ) КПД, а также удельной тепловой мощности и удельной мощности ГТД с ПП и СТП от изменения  $\pi_k$  при  $\pi_{\text{дк}} = 3,0$ ,  $k_{\text{п}} = 0,86$  и начальной температуре газа  $T_3 = 1373 \text{ K}$ .

Из представленных зависимостей на рис. 3 видно, что в зоне оптимальных по  $\eta_e$  степенях повышения давления в двигателе  $\eta_{\text{гт}}$  имеет средние значения. С уменьшением  $\pi_k$  теплотехнический КПД несколько растет. При увеличении начальной температуры газа  $T_3$  в двигателе в зоне оптимальных  $\pi_k$  по  $\eta_e$  теплотехнический КПД остается примерно одинаковым и имеет высокие значения.

Ранее отмечалось [2], что по отношению к характеристикам ГТД простого цикла в ГТД с ПП и СТП удельная мощность ( $\eta_{\text{уд}}$ ) увеличивается в среднем в 1,5 раза в широком диапазоне  $\pi_k$ . Если в ГТД простого цикла максимальное значение удельной мощности достигается при меньших значениях  $\pi_k$ , чем  $\pi_k$ , оптимальное для  $\eta_e$ , то в ГТД с ПП и СТП максимальные значения  $\eta_{\text{уд}}$  и  $\eta_e$  достигают при одинаковых  $\pi_k$ , что является одним из преимуществ исследуемой тепловой схемы ГТД. Существенно влияет на характеристики ГТД с ПП и СТП степень подогрева газа перед силовой турбиной. На рис. 4 приведены зависимости характеристик ГТД с ПП и СТП от коэффициента  $k_{\text{п}}$  при различных значениях начальной температуры газа  $T_3$  в двигателе. При  $k_{\text{п}} = 1$  температура газа перед СТП равна начальной температуре газа  $T_3$ . В ГТД с СТП  $k_{\text{п}}$  равен  $\approx 0,7$ . В ГТД с ПП перед СТП по мере увеличения степени подогрева газа теплотехнический КПД растет, растет более интенсивно удельная тепловая мощность  $\eta_{\text{уд,т}}$  установки (более чем в 2 раза).

По мере подогрева газа перед СТП удельная мощность ГТД интенсивно растет и при  $k_{\text{п}} = 1$  в 1,4 раза больше, чем в ГТД с СТП. Эффективный КПД ГТД с ПП и СТП по мере увеличения ПП газа монотонно уменьшается, но при всех значениях  $k_{\text{п}}$  и  $\pi_{\text{дк}} = 2,5 \dots 3,0$  выше, чем в ГТД простого цикла.

На рис. 5 изображены зависимости теплотехнического и эффективного КПД, а также удельных мощностей в ГТД с ПП и СТП от изменения степени повышения давления в ДК  $\pi_{\text{дк}}$ , начальных температур газа в двигателе при  $k_{\text{п}} = 0,86$ .

Традиционно, с увеличением  $\pi_{\text{дк}}$  эффективный КПД и удельная мощность ГТД с ПП и СТП растут умеренно. Что касается теплотехнического КПД и удельной тепловой мощности, то они резко растут с уменьшением  $\pi_{\text{дк}}$ . Таким образом, за счет изменения  $\pi_{\text{дк}}$  возможно регулировать тепловую мощность, вырабатываемую когенерационной ГТУ.

При увеличении начальной температуры газа  $T_3$  в двигателе в зоне оптимальных по  $\eta_e$   $k_{\text{п}}$  теплотехнический КПД  $\eta_{\text{гт}}$  растет в пределах  $0,73 \dots 0,86$ .

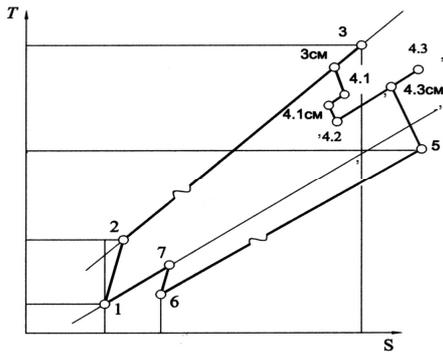


Рис. 2. Цикл высокотемпературного ГТД с промподогревом газа и силовой турбиной перерасширения

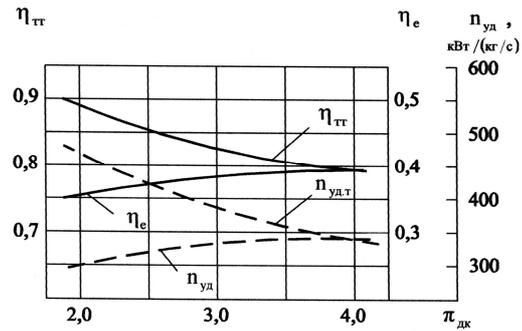


Рис. 3. Зависимости теплотехнического ( $\eta_{тг}$ ) и эффективного ( $\eta_e$ ) КПД, а также удельных мощностей  $n_{уд.т}$  и  $n_{уд}$  в ГТД с ПП и СТП от  $\pi_k$  при  $T_3 = 1373 \text{ K}$ ,  $k_{п} = 0,86$  и  $\pi_{дк} = 3,0$

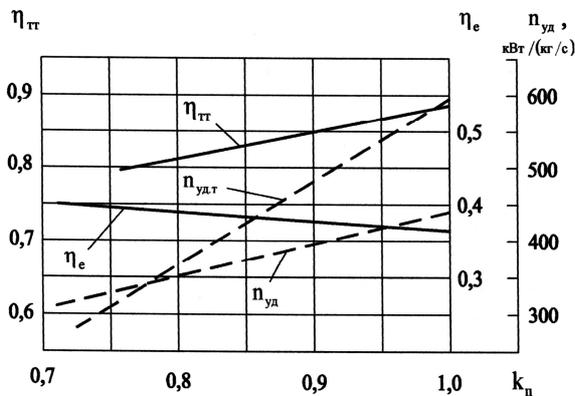


Рис. 4. Зависимости теплотехнического ( $\eta_{тг}$ ) и эффективного ( $\eta_e$ ) КПД, а также удельных мощностей  $n_{уд.т}$  и  $n_{уд}$  в ГТД с ПП и СТП от  $k_{п}$  при  $T_3 = 1373 \text{ K}$ ,  $\pi_k = 19$  и  $\pi_{дк} = 3,0$

При увеличении начальной температуры газа  $T_3$  в двигателе в зоне оптимальных по  $\eta_e$   $k_{п}$  теплотехнический КПД  $\eta_{тг}$  растет в пределах 0,73...0,86.

### Заключение

1. Удельная мощность ГТД при подогреве газа перед силовой турбиной перерасширения до начальной температуры газа в двигателе увеличивается более чем в 2 раза, при этом эффективный КПД выше, чем в ГТД простого цикла.

2. В ГТД с промподогревом и силовой турбиной перерасширения теплотехнический КПД в зависимости от температуры газа и других параметров рабочего тела в двигателе достигает 80...90%, что соответствует современным требованиям технологий энергосбережения в энергетике.

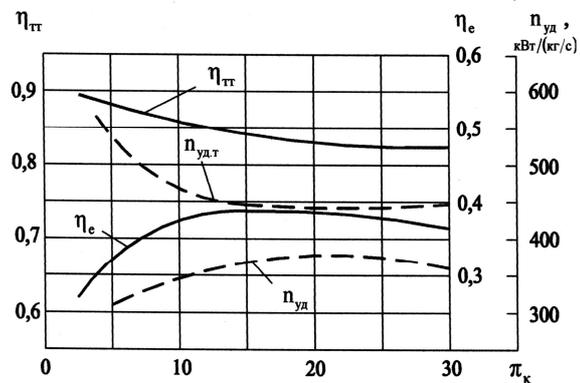


Рис. 5. Зависимости теплотехнического ( $\eta_{тг}$ ) и эффективного ( $\eta_e$ ) КПД, а также удельных мощностей  $n_{уд.т}$  и  $n_{уд}$  в ГТД с ПП и СТП от  $\pi_{дк}$  при  $T_3 = 1373 \text{ K}$ ,  $\pi_k = 19$  и  $k_{п} = 0,86$

### Литература

1. Матвеевко В.Т. Математическая модель для определения параметров циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной // Вестник СевНТУ. – Севастополь : СевНТУ. – 2002. – Вып. 38. – С. 110 – 114.
2. Матвеевко В.Т., Литошенко В.Н. Результаты исследования характеристик циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ". – 2002. – Вип.30. – С. 54 – 56.

Поступила в редакцию 12.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.В. Никитин, ВМИ, Севастополь.