

ных каналов СА в диапазоне $\lambda_{1s}=0,8...1,05$, позволяющие осуществлять предварительный анализ характеристик СА и картины течения газа в межлопаточных каналах. Вместе с тем, точность расчетов с помощью даже таких мощных программных комплексов как CFX и Star-CD пока еще не достаточна для того, чтобы при доводке турбин полностью отказаться от экспериментальных исследований.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ГТУ СЛОЖНОГО ЦИКЛА С ДВУХКАСКАДНЫМ ТУРБОКОМПРЕССОРОМ

Иванов В.А., Инёзмцев А.А.
ОАО "АВИАДВИГАТЕЛЬ", г. Пермь

Для оптимизации (карнотизации) цикла ГТУ при умеренной степени повышения давления (СПД), меньшей бесконечности, требуется превращение этого цикла в изотермно – адиабатный с использованием теплоты отработавших газов вне цикла (например, в парогазовой установке).

Изотермно – адиабатный цикл на практике не реализован, но возможно обеспечение эквивалентности по работе и эффективному КПД изотермно – адиабатного цикла и сложного цикла с промежуточным охлаждением и подогревом (далее просто сложного цикла) путем регенерации теплоты отработавших в турбине газов (ОГ) внутри цикла. Максимальная эффективность регенерации теплоты ОГ достигается при условии равенства эффективных КПД простого и сложного циклов, так как при этом увеличивается разность температур газа и воздуха в регенераторе по сравнению с условием обеспечения максимального КПД сложного цикла.

В статье рассматривается выбор оптимальных параметров ГТУ сложного цикла с двухкаскадным турбокомпрессором, схема которой аналогична схеме отечественной ГТУ ГТ – 100 [1], [2], но относительно последней усложнена введением регенератора теплоты ОГ.

Схема рассматриваемой ГТУ сложного цикла (рис. 1) двухвальная с последовательным расположением валов. Компрессор и турбина низкого давления (КНД и ТНД) образуют турбокомпрессор низкого давления, расположенный на одном валу с электрическим генератором (ЭГ) и вращающийся на всех режимах работы с постоянной частотой 3000 об/мин. Компрессор и турбина высокого давления (КВД и ТВД) образуют турбокомпрессор высокого давления, расположенный на другом (свободном) валу,

частота вращения которого изменяется в зависимости от загрузки электрогенератора. После КНД расположен воздухоохладитель (ВО), после КВД расположен регенератор (Р). Первая и вторая камеры сгорания (КС1 и КС2) расположены соответственно перед ТВД и ТНД.

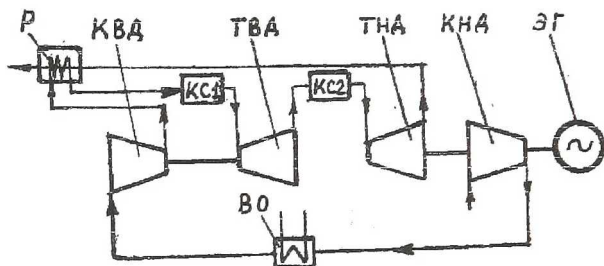


Рис. 1. Схема ГТУ сложного цикла с двухкаскадным турбокомпрессором

Газотурбинная установка ГТ – 100 имеет сравнительно низкую температуру газа в камерах сгорания ($T_r = 1023 \text{ K}$), что облегчило проблему создания второй камеры сгорания, на вход которой поступает горячий газ после турбины высокого давления ($T_{\text{ТВД}} = 790 \text{ K}$).

Газотурбинная установка ГТ – 100 имеет также высокую общую СПД ($\pi_{\text{КС}} = 27$). Как видно из рис. 2, при этой СПД и ее оптимальном по экономичности и мощности распределении между каскадами компрессора ($\pi_{\text{КНД}} = 4,3$, $\pi_{\text{КВД}} = 6,3$) обеспечивается повышение эффективного КПД и удельной мощности до максимальных значений ($\eta_{e \text{ 2-2 макс}} = 0,30$, $N_{e \text{ уд 2-2 макс}} = 228 \text{ кВт}\cdot\text{с/кг}$).

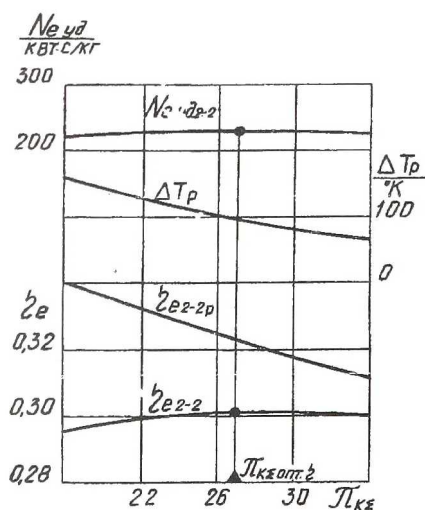


Рис. 2. Зависимость параметров ГТУ сложного цикла типа ГТ – 100 от общей степени повышения давления в компрессоре ($ISO, T_{r1}^* = T_{r2}^* = T_r^* = 1023 \text{ K}; \pi_{\text{КС}}^* = 27; \eta_{\text{КСпол}}^* = 0,89; \eta_{\text{ТВД}}^* = 0,916; \eta_{\text{ТНД}}^* = 0,922; \eta_{r1} = \eta_{r2} = 0,995; \sigma_{\text{вх.у}}^* = 0,99; \sigma_{\text{в.о}}^* = 0,97; \sigma_{\text{КС1}}^* = 0,96; \sigma_{\text{КС2}}^* = 0,97; \pi_{\text{ввых.у}}^* = 1,032; \sigma_{\text{P}\Sigma}^* = 0,96; \sigma_{\text{P}} = 0,85; \bar{G}_{\text{ох.ТВД}} = 0,07; \bar{G}_{\text{ох.ТНД}} = 0,07$): • - максимумы

Однако в ГТУ ГТ – 100 из-за низкой температуры газа в камерах сгорания и незначительной разности температур газа и воздуха за свободной турбиной и компрессором $\Delta T_p = T_{ст} - T_k$ возможно лишь незначительное повышение эффективного КПД до $\eta_{e2-2p} = 0,32$ (на $\approx 0,02$) путем регенерации теплоты ОГ, которое недостаточно для усложнения конструкции этой ГТУ введением регенератора.

Заметим, что современные ГТУ сложного цикла (ГТ-24, ГТ-26 фирмы АВВ) имеют высокую температуру газа в камерах сгорания ($T_g = 1500$ К) и высокую СПД ($\pi_{к\sigma} = 30$), при которых эффективный КПД ГТУ достигает величины $\eta_e = 0,375$.

Тогда, при оптимизации параметров ГТУ сложного цикла приняты следующие условия:

- сохранить высокую общую СПД и ее распределение между каскадами компрессора (при условии, если оно останется оптимальным), как на ГТУ ГТ – 100;
- повысить температуру газа в камерах сгорания до соответствующей современному уровню величины;
- использовать возможность повышения эффективного КПД путем регенерации теплоты ОГ с максимальной эффективностью.

В работе [3] теоретически показано существование в рассматриваемой схеме ГТУ сложного цикла максимумов эффективного КПД и эффективной работы, являющихся функцией параметра $\pi_{кнд}$, так как в этой схеме параметр $\pi_{твд}$ зависит от параметра $\pi_{кнд}$ и определяется из баланса мощности на валу турбокомпрессора высокого давления. Упомянутые максимумы достигаются при одном оптимальном значении параметра $\pi_{кнд}$.

Параметрические расчеты также показывают существование упомянутых максимумов. На рис. 3 показана зависимость параметров оптимизируемой ГТУ сложного цикла от параметра $\pi_{кнд}$.

Как видно из рис. 3, при увеличении степени повышения давления в КНД:

- эффективный КПД ГТУ сложного цикла (цикл 2-2) без регенерации увеличивается и при $\pi_{кнд \text{ опт.}\eta} = 4,3$ достигает максимума $\eta_{e2-2 \text{ макс}} = 0,38$, который при температуре газа в камерах сгорания $T_g = 1500$ К равен эффективному КПД простого цикла (цикл 1-1) $\eta_{e2-2} = \eta_{e1-1}$;
- удельная мощность ГТУ сложного цикла также увеличивается и достигает максимума при степени повышения давления в КНД, оптимальной по эффективному КПД;
- разность температур газа и воздуха в регенераторе $\Delta T_p = T_{ст} - T_k$ также увеличивается и соответственно увеличивается оптимальная по экономичности степень повышения давления в КНД до $\pi_{кнд \text{ опт.}\eta p} = 4,9$ и максимум эффективного КПД с регенерацией до $\eta_{e2-2p \text{ макс}} = 0,453$ (на $\approx 0,07$ по сравнению с $\eta_{e2-2 \text{ макс}}$).

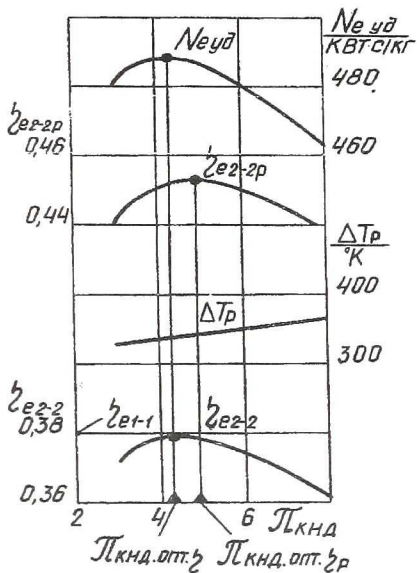


Рис. 3. Зависимость параметров оптимизируемой ГТУ сложного цикла от степени повышения давления в КНД (ISO, $T_{г1}^* = T_{г2}^* = T_{г}^* = 1500\text{K}$; $\pi_{к\Omega}^* = 27$; $\eta_{к\Omega\text{пол}}^* = 0,89$; $\eta_{гвд} = 0,87$; $\eta_{гнд}^* = 0,92$; $\bar{G}_{\text{ок.гвд}} = 0,075$; $\bar{G}_{\text{ок.гнд}} = 0,12$; $\bar{G}_{\text{ок.к\Omega 2}} = 0,02$; остальные коэффициенты указаны на рис. 2):

• - максимумы

На рис. 4 показана зависимость параметров оптимизируемой ГТУ сложного цикла от температуры газа в первой и второй камерах сгорания $T_{г1} = T_{г2} = T_{г}$, при оптимальной по эффективному КПД степени сжатия в КНД, практически не зависящей от температуры газа.

В работе [3] теоретически показана возможность обеспечения равенства максимума эффективного КПД сложного цикла и эффективного КПД простого цикла $\eta_{e 2-2 \text{ макс}} = \eta_{e 1-1}$ за счет выбора степени повышения температуры $\theta = T_{г}/T_{а}$ при постоянной общей степени повышения давления $\pi_{к\Omega}$, и наоборот.

Такой же результат получен путем параметрических расчетов. Как видно из рис. 4, при увеличении температуры газа в камерах сгорания максимальный эффективный КПД ГТУ сложного цикла без регенерации $\eta_{e 2-2 \text{ макс}}$ увеличивается менее интенсивно, чем эффективный КПД простого цикла $\eta_{e 1-1}$. В результате при увеличении температуры газа в камерах сгорания до $T_{г \text{ равн.}\eta} = 1500$ наступает равенство упомянутых эффективных КПД $\eta_{e 2-2 \text{ макс}} = \eta_{e 1-1} = 0,38$, при котором достигается наибольшая допустимая разность температур газа и воздуха в регенераторе $\Delta T_p = 340$ К и соответственно максимальная эффективность регенерации теплоты ОГ, обеспечивающая увеличение эффективного КПД ГТУ сложного цикла до $\eta_{e 2-2 \text{ р. макс}} = 0,453$.

При увеличении температуры газа в камерах сгорания выше $T_{г \text{ равн.}\eta}$ эффективный КПД сложного цикла становится меньше эффективно КПД простого цикла $\eta_{e 2-2 \text{ макс}} < \eta_{e 1-1}$ (что недопустимо) и регенерация

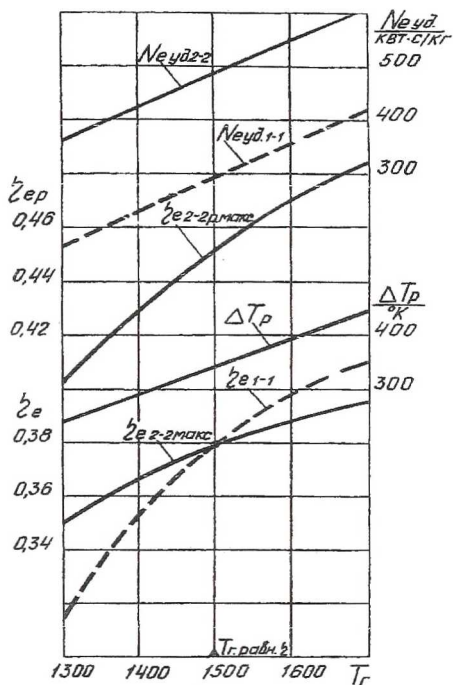


Рис. 4. Зависимость параметров оптимизируемой ГТУ сложного цикла от температуры газа в камерах сгорания ($\pi_{\text{кнд опт.}\eta} = 4,3$; остальные условия и коэффициенты указаны на рис. 3):

— ГТУ сложного цикла;
 ---- ГТУ простого цикла

ности ГТУ простого и сложного циклов эквидистантно увеличиваются. При этом мощность оптимизированной ГТУ сложного цикла превышает мощность ГТУ простого цикла на 70 %.

Список литературы

1. Ольховский Г.Г. Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат. 1985. 304с.
2. Отраслевой каталог. Газотурбинные энергетические и технологические установки. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш. 1995.
3. Иванов В.А. Оптимальные параметры ГТУ сложного цикла с двухвальным турбокомпрессором // Вестник СГАУ. Сер. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Самара 2002.

становится неприемлемой несмотря на увеличение ее эффективности: разности температур ΔT_p и параметра $\eta_{e-2-2 \text{ р. макс}}$.

При уменьшении температуры газа в камерах сгорания ниже $T_{g \text{ равн.}\eta}$ эффективный КПД сложного цикла становится больше эффективного КПД простого цикла $\eta_{e-2-2 \text{ макс}} > \eta_{e-1-1}$, но разность температур ΔT_p в регенераторе и параметр $\eta_{e-2-2 \text{ р. макс}}$ уменьшаются и регенерация становится менее неэффективной.

Тогда при заданной общей степени сжатия $\pi_{\text{кС}}$ температура газа в камерах сгорания должна равняться $T_{g \text{ равн.}\eta}$, так как при этом обеспечивается наибольшее допустимое увеличение эффективного КПД путем регенерации. Заметим, что при температуре газа в камерах сгорания $T_{g \text{ равн.}\eta} = 1500 \text{ К}$ общая СПД $\pi_{\text{кС}} = 27$ меньше оптимальной по экономичности (экономической) для простого цикла $\pi_{\text{кС опт.}\eta_{e-1-1}} = 30$.

Из рис. 4 видно также, что при увеличении температуры газа в камерах сгорания удельные мощ-