

УДК 629.124.74

Н.И. РАДЧЕНКО, А.А. СИРОТА, М.А. ТАРАСЕНКО*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы,
Украина*

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ СУДОВЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены некоторые результаты исследования влияния промежуточного охлаждения циклового воздуха на эффективность газотурбинных двигателей простого цикла. Проанализировано влияние температур всасываемого и охлажденного сжатого воздуха, а также общей степени повышения давления на коэффициент полезного действия и мощность газотурбинных двигателей. Получены оптимальные значения соотношения степеней повышения давления и рассмотрены некоторые преимущества промежуточного охлаждения циклового воздуха.

газотурбинный двигатель, промежуточное охлаждение, компрессор низкого давления, компрессор высокого давления, коэффициент полезного действия, степень повышения давления

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Промежуточное охлаждение в компрессорах газотурбинных двигателей – известный способ повышения их эффективности.

В существующих машинах с двухкаскадным компрессором промежуточное охлаждение применяют в переходнике между каскадами. В качестве примера можно привести установку ГТУ–20, которая относится к машинам тяжелого типа и выполнена по сложной схеме.

В газотурбинных установках авиационного типа (простая схема) случаи использования промежуточного охлаждения авторам не известны, однако теоретическая возможность его применения рассматривается в работе [1].

Использование газотурбинных двигателей (ГТД) в стационарной энергетике делает вопрос экономичности и стабильности параметров особенно актуальным, что оправдывает применение любых способов повышения их эффективности.

При проведении сравнительного анализа ГТД за базовый вариант принимается двигатель без промежуточного охлаждения, работающий при темпера-

туре наружного воздуха 20 °С. Степень повышения давления, температура цикла, а также КПД турбомашин принимаются неизменными. Сравнение производится на номинальном режиме. Считается, что для каждого случая ГТД специально спроектирован на номинальный режим. Температура воздуха за промежуточным охладителем принята равной 20 °С (это допущение не принципиально и сделано для удобства анализа).

Целью исследования является анализ эффективности применения промежуточного охлаждения, выбор оптимальной точки установки промежуточного охладителя и создание математической модели ГТД, позволяющей провести сравнительный анализ эффективности при различных параметрах промежуточного охлаждения.

1. Анализ результатов исследования эффективности промежуточного охлаждения ГТД

Эффективность использования промежуточного охлаждения рассматривается применительно к газотурбинному двигателю, состоящему из двух компрессоров, турбины и камеры сгорания. Полагается, что компрессоры низкого давления (КНД) и высоко-

го давления (КВД) соединены между собой механически валами и между ними установлен промежуточный охладитель.

Рассматриваемый ГТД – однокаскадный двигатель с заблокированной турбиной, поэтому названия КНД и КВД не должны вводить читателя в заблуждение, что рассматривается двухкаскадная машина со свободной силовой турбиной.

Такая постановка задачи не снижает общности полученных результатов, поскольку на номинальном режиме влияние механической схемы ГТД не существенно. Общая степень повышения давления компрессоров постоянна, а отношение степени повышения давления КНД к степени повышения давления КВД изменяется в широких пределах (минимальная степень повышения давления КНД равна единице).

При степени повышения давления КНД, равной единице, промежуточное охлаждение отсутствует, и ГТД превращается в базовый вариант. Расчёт цикла ГТД описан в литературе [1, 2, 3]. Учитывая, что цель математической модели – получение относительных параметров, расчёт цикла может быть не детальным. Предложен следующий порядок выполнения расчётов:

1. Задаются суммарной степенью повышения давления компрессора π_{κ} .

2. Принимают отношение степени повышения давления КНД ($\pi_{\kappa 1}$) к степени повышения давления КВД ($\pi_{\kappa 2}$):

$$L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}.$$

3. Рассчитывают степень повышения давления в компрессорах

$$\pi_{\kappa 2} = \sqrt{\frac{\pi_{\kappa}}{L}}; \pi_{\kappa 1} = \pi_{\kappa 2} \cdot L.$$

4. Определяют адиабатический КПД компрессоров из условия равенства общего КПД компрессора [2]:

$$\eta_{\kappa 1} = \frac{\pi_{\kappa 1}^m - 1}{\frac{m}{\pi_{\kappa 1}^{\eta_0}} - 1}; \eta_{\kappa 2} = \frac{\pi_{\kappa 2}^m - 1}{\frac{m}{\pi_{\kappa 2}^{\eta_0}} - 1},$$

где $m = \frac{k-1}{k}$;

k – показатель адиабаты;

η_0 – КПД ступени компрессора.

Дальнейшие расчеты носят стандартный характер и их порядок подробно описан в [1].

Результаты расчета представлены на рис. 1 – 3 в виде зависимостей относительного КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижний пучок кривых) и относительной мощности $\overline{N}$ (верхний пучок кривых) от параметра L . Для рисунков 1 и 2 общая степень повышения давления π_{κ} принималась равной 20.

На рис. 1 приведены указанные зависимости для ряда значений температур на входе в ГТД. При этом температура за промехладителем воздуха принималась равной 20 °С.

Как видно, зависимости для $\overline{\text{КПД}}$ имеют четко выраженный экстремум, которому соответствует оптимальное значение параметра $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$, находя-

щееся в диапазоне 0,1...0,2. Иными словами, степень повышения давления КНД незначительна и находится в пределах 1,5...2,0. С понижением температуры наружного воздуха значение максимума $\overline{\text{КПД}}$ незначительно увеличивается, сам он становится более пологим и несколько смещается в сторону больших L .

Применение промежуточного охлаждения существенно увеличивает эффективность ГТД даже при повышенных температурах воздуха на входе.

Из графика на рис. 1 видно незначительное снижение КПД с повышением температуры входа, однако он все равно остается выше КПД базового двигателя (существенное снижение КПД двигателя простой схемы при повышении температуры на входе – широко известный факт).

Слияние верхних трех кривых для относительной мощности $\bar{N}$ в единую линию объясняется поддержанием температуры за прохладителем

воздуха, равной 20°C , т.е. на уровне самого низкого из принятых значения температуры наружного воздуха.

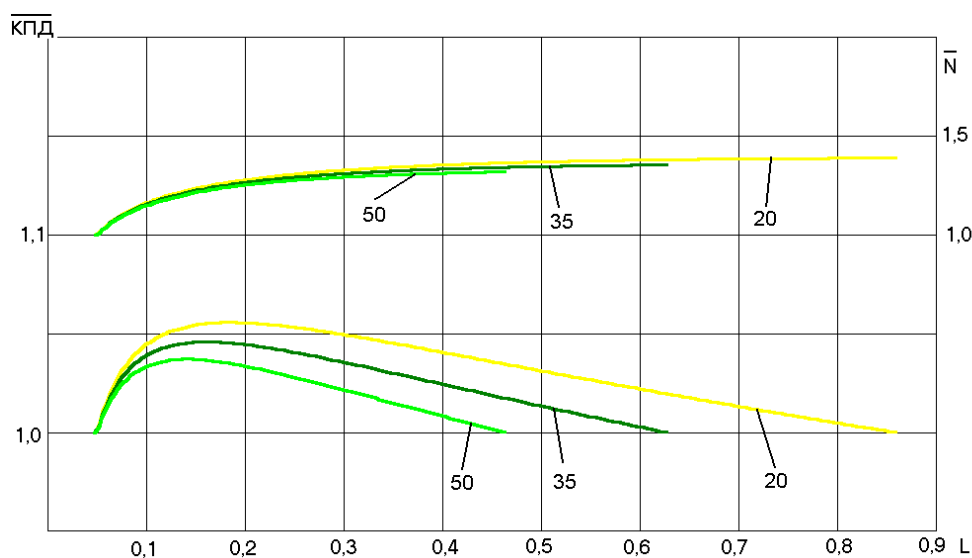


Рис. 1. Зависимость относительных КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижние три кривые) и мощности $\bar{N}$ (верхние три кривые) от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при температурах наружного воздуха $20, 35$ и 50°C

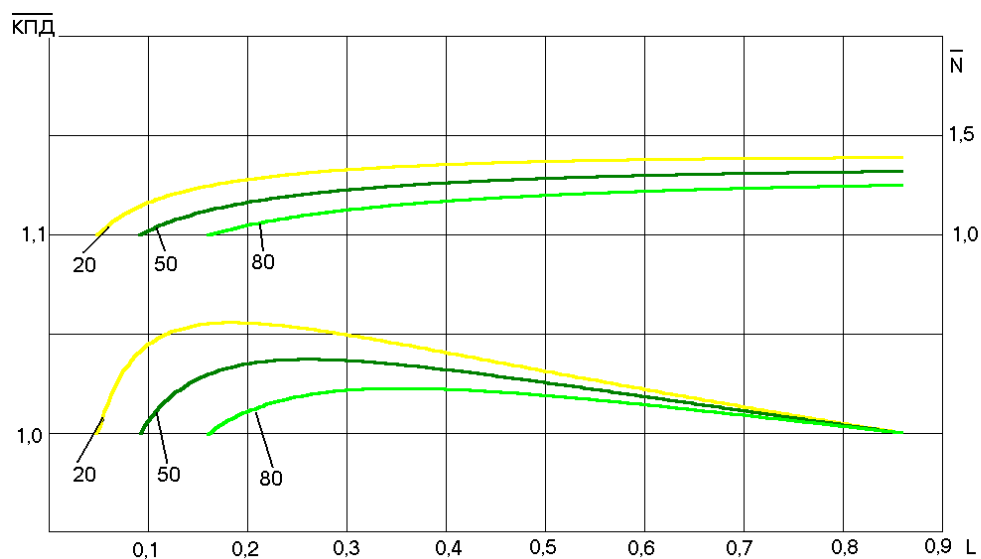


Рис. 2. Зависимость относительных КПД $\overline{\text{КПД}}$ (нижние три кривые) и мощности $\bar{N}$ (верхние три кривые) от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при температурах за прохладителем воздуха $20, 50$ и 80°C

На рис. 2 приведены те же зависимости, что и на рис. 1, но при переменных температурах за прохладителем воздуха: $20, 50$ и 80°C . Общий характер зависимостей для $\overline{\text{КПД}}$ сохраняется, только с по-

вышением температуры за прохладителем воздуха его максимумы снижаются, становятся более пологими и смещаются в сторону больших L . Из рис. 2 видно, что даже при повышенных температурах за

промохладителем эффект от применения промохлаждения остается все же весьма значительным.

Применение промежуточного охлаждения делает мощность двигателя достаточно стабильной и мало

зависящей от температуры на входе в ГТД. Разумеется, при этом температура воздуха за воздухоохладителем должна оставаться постоянной.

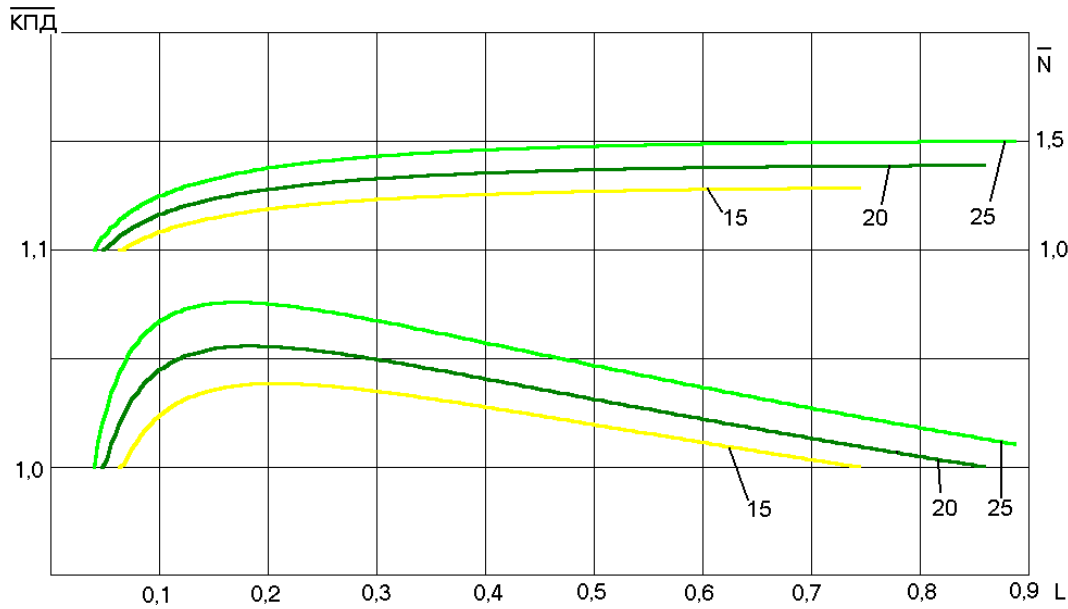


Рис. 3. Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{кпд}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{k1}}{\pi_{k2}}$ при степенях повышения давления π_k : 15, 20 и 25

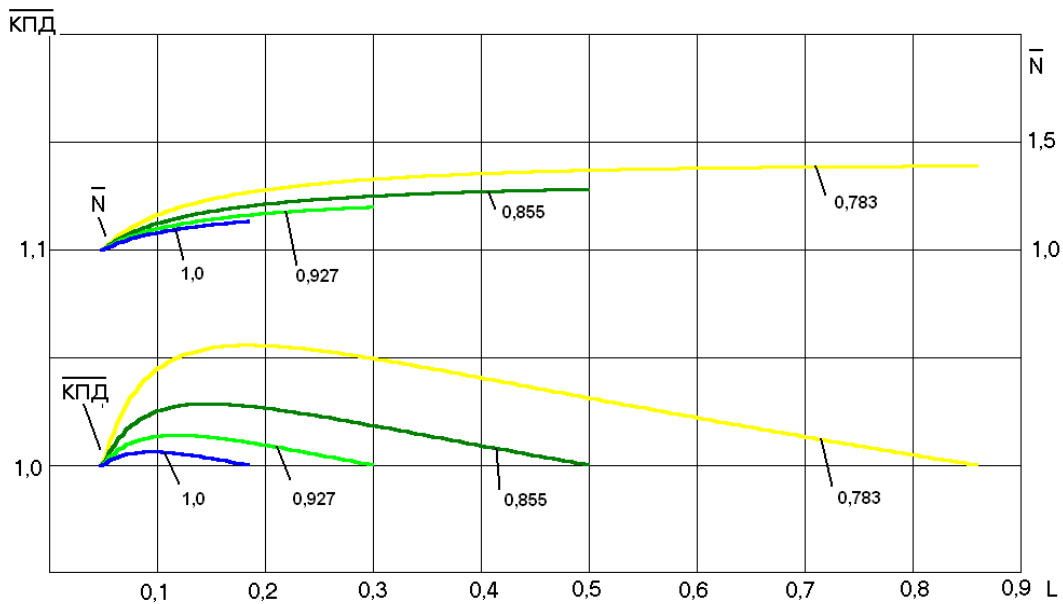


Рис. 4. Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{кпд}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{k1}}{\pi_{k2}}$ при адиабатическом КПД компрессора: 1,0; 0,927; 0,855 и 0,783

На рис. 3 приведена зависимость относительных КПД ($\overline{\text{КПД}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при разных степенях повышения давления π_{κ} : 15, 20 и 25. Как видно, с увеличением π_{κ} эффект от промощаждения возрастает довольно существенно: приращение $\overline{\text{КПД}}$ составляет более 5 %.

Рис. 3 подтверждает известный факт [1], что эффективность промощаждения возрастает с увеличением π_{κ} .

Из рис. 1 – 3 видно, что оптимальное значение $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ лежит в пределах 0,2 ... 0,3 при существенном изменении основных параметров.

Зависимость относительных КПД ($\overline{\text{КПД}}$) и мощности $\overline{N}$ от $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$ при разных значениях адиабатического КПД компрессора представлена на рис. 4.

Как видно, чем меньше адиабатический КПД, тем эффект от применения промощаждения выше, что свидетельствует об эффективности применения промощаждения для центробежных компрессоров.

Выводы

1. Оптимальное значение параметра $L = \frac{\pi_{\kappa 1}}{\pi_{\kappa 2}}$, соответствующее максимуму относительного КПД ($\overline{\text{КПД}}$), лежит в диапазоне 0,1 ... 0,2. Иными словами, степень повышения давления КНД незначительна и находится в пределах 1,5 ... 2,0. В случае двухконтурных машин для оптимального промежуточного охлаждения необходимо разделять КНД, а не делать промежуточного охлаждения между КНД и КВД. Этот факт был отмечен также в работах [1, 3].

2. Применение промежуточного охлаждения делает мощность двигателя достаточно стабильной и мало зависящей от температуры на входе в ГТД. Разумеется, при этом температура воздуха за воздухоохладителем должна оставаться постоянной.

3. Применение промежуточного охлаждения существенно повышает эффективность ГТД при повышенных температурах на входе. Несмотря на незначительное снижение КПД, он все равно остается выше КПД базового двигателя (существенное снижение КПД двигателя простой схемы при повышении температуры на входе – широко известный факт).

4. Применение промежуточного охлаждения особенно эффективно при сравнительно низких КПД компрессоров, что характерно для центробежных машин.

Литература

1. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.
2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: Машиностроение, 1977. – 312 с.
3. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

Поступила в редакцию 3.06.2005

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.В. Капустин, Севастопольский национальный технический университет; д-р техн. наук, проф. В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет.