

Розглянуті питання, пов'язані з вибором параметрів сучасного промислового двигуна, впливом показників термодинамічного циклу на облік двигуна. Зроблено аналіз технічних характеристик існуючих газотурбінних двигунів промислового застосування потужністю 8...16 МВт. Надано результат виконаних розрахунків по визначенню впливу параметрів вузлів двигуна на ефективний ККД двигуна

Ключові слова: газотурбінний двигун, термодинамічні параметри, ефективний ККД

Рассмотрены вопросы, связанные с выбором параметров современного промышленного двигателя, влиянием показателей термодинамического цикла на облик двигателя. Произведен анализ технических характеристик существующих газотурбинных двигателей промышленного применения мощностью 8...16 МВт. Предоставлен результат выполненных расчетов по определению влияния параметров узлов двигателя на эффективный КПД двигателя

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, термодинамические параметры, эффективный КПД

The issues related to a selection of parameters for a current industrial engine, effects of thermodynamic cycle values on the engine appearance are under discussion. The analysis of technical characteristics of the existing industrial GTEs ranged from 10 to 12 MW of power has been made. This publication describes the result of calculations performed on determining an effect of the engine component parameters on the engine effective efficiency.

Key words: a gas turbine engine, thermodynamic parameters, effective efficiency

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ВЫБОРУ И ОБОСНОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ПЕРСПЕКТИВНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО ГТД В ДИАПАЗОНЕ МОЩНОСТЕЙ 10...12 МВТ

В.И. Коняхин

Заместитель главного конструктора*

А.А. Рябов

Инженер-конструктор*

Д.А. Герасименко

Инженер-конструктор*

*Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс»

г. Запорожье, Украина

Контактный тел.: 8 (0612) 65-03-27, (0612) 720-45-78

E-mail: v.konyakhin@ivchenko-progress.com

1. Введение

Основными направлениями повышения эффективности работы газотурбинного привода, выполняемого по термодинамическому циклу Брайтона, являются увеличение степени повышения давления в компрессоре (π^*_k) и повышение начальной температуры газа перед турбиной (T^*_t). Однако, при реализации этих направлений возникают значительные трудности, связанные с большими давлениями в газоздушном тракте двигателя и проблемой охлаждения лопаток турбины.

2. Анализ и выбор параметров

1. Начальная температура газов перед турбиной (которая является одним из основных критериев степени совершенства двигателя), также является важнейшим параметром, определяющим надежность и ресурс двигателя.

Реализация высокой температуры в основном зависит от степени освоения технологических процессов изготовления охлаждаемых лопаток, дисков, деталей камер сгорания и других элементов газоздушного тракта. А также от назначенного ресурса этих узлов. Стационарный промышленный газотурбинный двигатель, согласно общим требованиям, должен иметь ми-

нимум узлов, имеющих ограниченный ресурс 30...40 тыс. часов.

Выбор величины начальной температуры газов определяется материалами, применяемые для изготовления сопловых и рабочих лопаток турбины компрессора, применяемой системы охлаждения и используемых теплозащитных покрытий для обеспечения заданного ресурса лопаток турбины. Анализ опыта эксплуатации стационарных и конвертированных газотурбинных двигателей, имеющих охлаждение лопаток турбины, длительно работающих в условиях возможного коррозионного повреждения, показывает, что расчетная температура рабочих лопаток для вышеуказанных ресурсов должна быть не более 800 ... 850° С. Расчеты, выполненные на стадии разработки "технического предложения" с привлечением экспериментальных данных, с учетом современных прогрессивных схем охлаждения лопаток и применения теплозащитных покрытий, показывают, что температура охлаждаемых рабочих лопаток первой ступени турбины 800 ... 850° С определяет температуру газа перед турбиной 1450...1470 К (перед рабочим колесом).

2. Выбору степени повышения давления воздуха в компрессоре предшествовал параметрический анализ по оценке влияния π_k^* на эффективный КПД (η_e) и удельную мощность двигателя ($N_{уд}$), а также анализ технических характеристик разработанных промышленных газотурбинных двигателей в классе мощностей 8 ... 16 МВт.

2.1. В качестве иллюстрации на рис. 1 представлена зависимость удельной мощности и эффективного КПД двигателей от π_k^* (расчеты выполнены при постоянной $T_{г^*} = 1450$ К и политропном КПД компрессора 0,89): увеличение π_k^* приводит к возрастанию эффективного КПД, например 20,0 по сравнению с 16,0 позволяет увеличить η_e с 36,5% до 37,4% но дальней-

шее увеличение π_k^* менее эффективно, например 24,0 по сравнению с 20,0 увеличивает η_e с 37,4% до 37,7%.

Величина π_k^* в значительной мере влияет на стоимость двигателя, на капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Можно указать и другие осложнения, вызываемые применением компрессоров с высоким π_k^* : чем выше степень повышения давления в компрессоре, тем ниже эксплуатационная пригодность двигателя, выше вероятность возникновения "помпажа", сложнее эксплуатация на переходных режимах.

Следует учесть, что эффективный КПД не является единственным критерием, на основе которого следует выбирать оптимальное значение π_k^* .

Более рационально выполнять оптимизацию π_k^* добываясь максимума удельной эффективной работы (или не отклоняться от максимума значительно): например увеличение π_k^* с 16,0 до 24,0 приводит к уменьшению $N_{уд}$ с $312 \frac{кВт}{кг/с}$ до $288 \frac{кВт}{кг/с}$, т.е. на 7,7 % требует увеличения расхода воздуха для получения заданной мощности (это приводит к увеличению размеров двигателя).

2.2 Анализ литературных данных ("Каталог газотурбинного оборудования 2008") газотурбинных двигателей промышленного применения мощностью 8...16 МВт позволил сделать следующие выводы:

1. Выполненные в последние десятилетия (т.е. более поздние разработки) стационарные двигатели имеют π_k^* 16,0...20,0 и температура газов перед турбиной $T_{г^*} = 1420...1475$ К (это двигатели: Titan130 разработки Solar Turbines и PGT-16 разработки GE Energy, а также двигатель SGT-400 разработки Siemens Industrial, у которого $T_{гк.с^*} = 1529$ К). Эти перечисленные двигатели имеют эффективный КПД 36...36,2 %.

2. Выполненные стационарные двигатели регенеративного цикла имеют низкую температуру газа

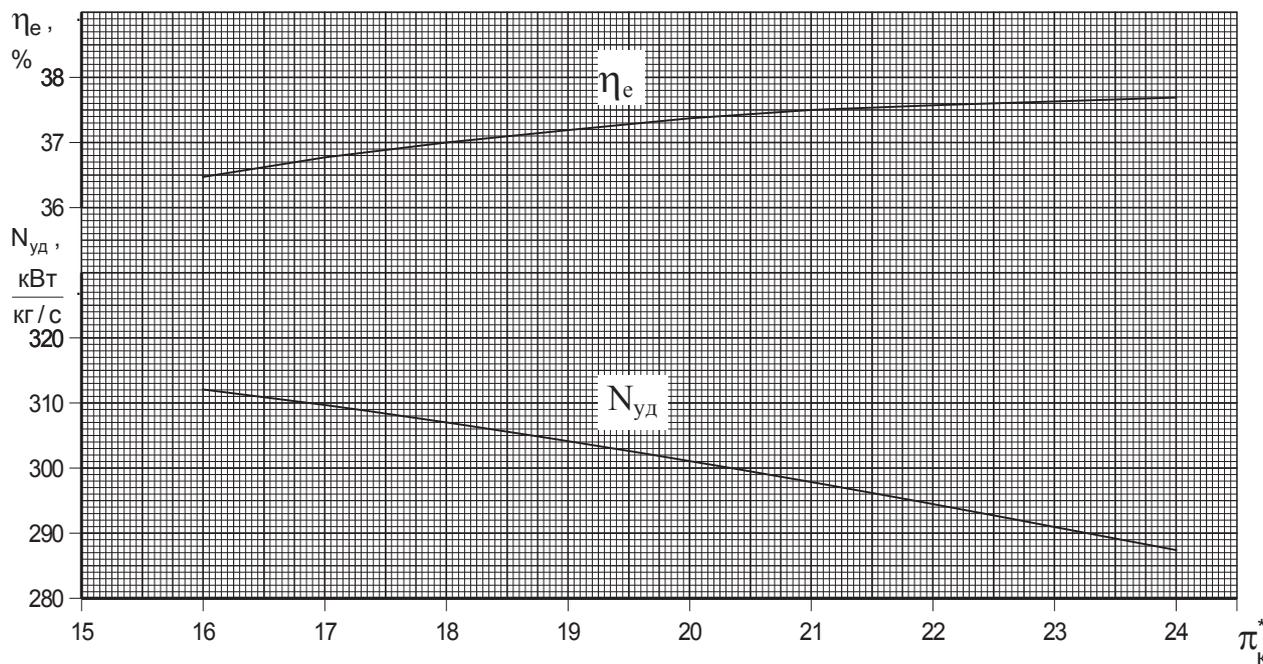


Рис. 1. Зависимость удельной мощности и эффективного КПД двигателей от π_k^*

перед турбиной (не более 1250 К) и оптимальные для такого цикла степени повышения давления компрессоров. При этом эффективный КПД не превышает 35%. Нереализованным получился проект двигателя АЛ-31СТМ, выполненный с промежуточным охлаждением воздуха между компрессорами низкого и высокого давления и с регенерацией тепла ($\sigma_p=0,86$), в котором планировалось достигнуть $\eta_e=40\%$ при $T_{гк.с}^*=1572$ К.

3. Конвертированные авиационные и судовые двигатели для промышленного применения имеют более высокую степень повышения давления компрессоров благодаря наличию, во многих двигателях двухкаскадного газогенератора (как наличие базового двигателя). Максимальное значение $\pi_{кс}^*=26,47$ (двигатель НК-38 СТ разработки ОАО «Моторстроитель»). Уровень температур газов перед турбиной в общем более высокий по сравнению со стационарными двигателями, благодаря этому эффективный КПД на некоторых двигателях достигает 37%.

Недостатком большинства конвертированных двигателей является их более сложная конструкция, более высокая стоимость в изготовлении (из-за применения дорогих материалов), меньший по сравнению со стационарными ресурс.

Таким образом, с целью упрощения и удешевления конструкции, повышения ее эксплуатационной надежности, двигатель выполняется по простому термодинамическому циклу.

Умеренная температура газов $T_{гк}^*$, с одной стороны, позволит получить надежно работающую в течение заданного ресурса «горячую» часть двигателя, а с другой стороны позволит получить (вместе с оптимальной π_k^*) эффективный КПД $\eta_e=37,0\%$ то есть на уровне лучших современных промышленных двигателей.

Для получения заявленного высокого КПД двигателя, а также при разработке модификаций более мощных и экономичных, особое внимание уделяется совершенствованию узлов двигателя.

В таблице 1 представлены результаты выполненных расчетов по определению влияния на эффективный КПД двигателя: коэффициентов полезного действия компрессора и турбин, отбора воздуха за компрессором на охлаждение турбины компрессора, потерь полного давления после компрессора, температуры газа перед турбиной.

Таблица 1

	Изменение параметра	Изменение эффективного КПД
1	Увеличение КПД компрессора на 1%	$\Delta\eta_e=+0,41\%$
2	Увеличение КПД турбины компрессора на 1%	$\Delta\eta_e=+0,44\%$
3	Увеличение КПД силовой турбины на 1%	$\Delta\eta_e=+0,38\%$
4	Увеличение T_g^* на 50°	$\Delta\eta_e=+0,60\%$
5	Уменьшение потерь давления воздуха в камере сгорания на 1%	$\Delta\eta_e=+0,28\%$
6	Уменьшение потерь давления в переходнике ТК и СТ на 1%	$\Delta\eta_e=+0,22\%$
7	Уменьшение отборов воздуха из-за компрессора на охлаждение турбины компрессора на 1%	$\Delta\eta_e=+0,41\%$

Представленные в таблице 1 коэффициенты влияния повышения эффективности узлов двигателя на его η_e указывают путь получения газотурбинного двигателя с высокими показателями экономичности при умеренных показателях термодинамического цикла двигателя (π_k^* , T_g^*), а именно:

- создание узлов двигателя с высокими КПД ($\eta_k^*=0,85...0,87$; $\eta_{гк}^*=0,90...0,92$; $\eta_{ст}^*=0,92...0,93$);
- уменьшение количества воздуха отбираемого от компрессора на охлаждение лопаток турбины;
- уменьшение потерь давления воздуха в проточной части двигателя.

Литература

1. Газотурбинные технологии. Каталог газотурбинного оборудования 2008.
2. Газотурбинные технологии. Специализированный информационно-аналитический журнал.
3. Gas Turbine World Handbook. – Pequot Publishing Inc.