

2. Система регенерации турбины должна строиться на основе детальных расчетов тепловых схем с учетом режимов, на которых будет эксплуатироваться данная турбина.

ЛИТЕРАТУРА

1. Качан А. Д. Муковозчик Н. В. Техничко-экономические основы проектирования тепловых электрических станций. — Мн.: Высшэйш. школа, 1983. — 159 с.
2. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.
3. Андрущенко А. И., Аминов Р. З., Хлебалин Ю. М. Теплофикационные установки и их использование. — М.: Высш. шк., 1989. — 256 с.
4. Сороко Е. В. Повышение эффективности и маневренности теплофикационных турбоустановок: Дис. ... канд. техн. наук. — Мн., 1988.

Представлена кафедрой
ТЭС

Поступила 2.05.2000

УДК 621.438

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ТУРБИННОЙ И КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНЕЙ ГТД НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ

Канд. техн. наук, доц. ДАЙНЕКО В. И.

Севастопольский государственный технический университет

Успешное применение газотурбинных двигателей (ГТД) в авиации вызвало повышенный интерес к ним в промышленности и энергетике, а также в наземном и водном транспорте [1–3]. Широкое и многоплановое использование ГТД требует дальнейшего совершенствования их производства и эксплуатации, в том числе и на нерасчетных режимах, на которых они срабатывают значительную часть своего моторесурса. Поэтому изучение этих режимов, уточнение данных, взаимосвязи параметров, характеризующих процесс, вывод аналитических зависимостей, совершенствование методик расчета — актуальная проблема. Данная работа в определенной мере посвящена этим вопросам.

Нерасчетными принято считать все частичные и переходные режимы, расчетным — наиболее экономичный, оптимальный, на который рассчитывается проточная часть [3]. Для вывода выражения, определяющего мощность турбинной ступени на нерасчетных режимах, воспользуемся зависимостью для нахождения внутренней мощности ступени турбины, полученной на основе уравнения моментов количества движения (уравнение Эйлера [4]):

$$N = G(U_1 C_1 - U_2 C_2). \quad (1)$$

Используя уравнение неразрывности, выразим абсолютную скорость входа на рабочие лопатки C_1 и относительную скорость выхода из них w_2 через расчетные величины. Учтем, что скорость Cu_2 направлена в сторону, противоположную Cu_1 (это следует из треугольников скоростей, рис. 1). Считаем, что углы выхода потока α_1 и β_2 (рис. 1, 2) на нерасчетных режимах не зависят от угла атаки и остаются неизменными

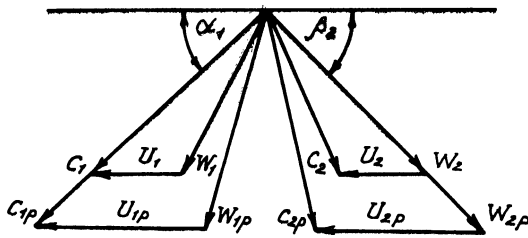


Рис. 1. Треугольники скоростей турбинной ступени на расчетном и нерасчетном режимах

(это справедливо для решеток большой плотности [4]). После подстановки и некоторых преобразований получим

$$N = GU_2 \bar{G} V \left[\frac{U_1}{U_2} Cu_{1p} + Cu_{2p} + U_{2p} \left(1 - \frac{U_2}{GVU_{2p}} \right) \right], \quad (2)$$

где $\bar{G} = G/G_p$; $\bar{V} = V/V_p$ — расход и удельный объем рабочего тела, отнесенный к их значениям на расчетном режиме; $\bar{n} = n/n_p$ — относительная частота вращения ротора; параметры с индексом p относятся к расчетному режиму; индексы 1 и 2 — к параметрам входа и выхода потока на рабочем колесе ступени (рис. 2). Окружная скорость U может быть выражена через диаметр d и частоту вращения вала n ($U = \pi dn$). Кроме того, учитывая, что на расчетном режиме $\bar{G} = 1$; $\bar{V} = 1$; $\bar{n} = 1$,

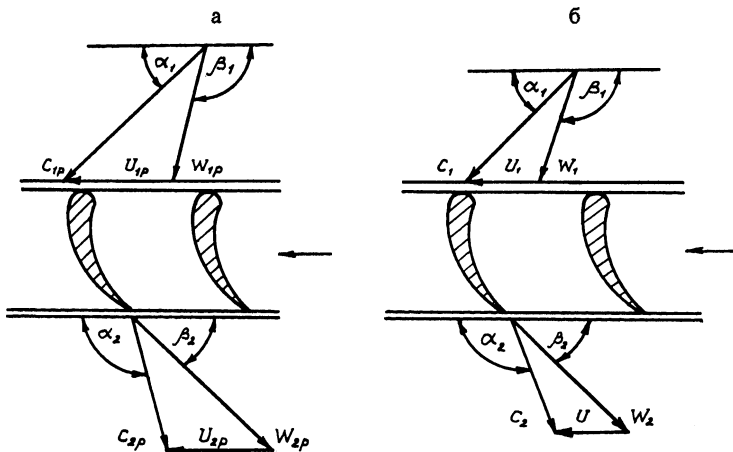


Рис. 2. Схема лопаточного аппарата рабочего колеса турбины и треугольники скоростей на: а — расчетном и б — нерасчетном режимах

можно уравнение для определения мощности на номинальном режиме записать в виде

$$N_p = G_p \pi d n_p \left(C u_{2p} + \frac{d_1}{d_2} C u_{1p} \right), \quad (3)$$

где d_1 и d_2 – диаметры входа и выхода, для осевой ступени можно принять $d_1 \approx d_2$. С учетом изложенного выше, разделив (2) на (3), получим относительную мощность ступени в следующем виде:

$$\bar{N} = \frac{N}{N_p} = \bar{G}^2 \bar{V} n \left[1 + K_1 \left(1 - \frac{\bar{n}}{\bar{G} \bar{V}} \right) \right], \quad (4)$$

где $K_1 = U_{2p} / \left(C u_{2p} + \frac{d_1}{d_2} C u_{1p} \right)$ – коэффициент, характеризующий параметры ступени, определяется для каждой ступени по расчетным значениям величин (рис. 1).

Вращающий момент, исходя из условия $M = N/\omega$, можно определить по следующей зависимости:

$$\bar{M} = \frac{M}{M_p} = \bar{G}^2 \bar{V} \left[1 + K_1 \left(1 - \frac{\bar{n}}{\bar{G} \bar{V}} \right) \right]. \quad (5)$$

На номинальном режиме момент и мощность рассчитываются из выражений:

$$\bar{M} = \bar{G} \bar{V}; \quad (6)$$

$$\bar{N} = \bar{G} \bar{V} n. \quad (7)$$

Экспериментальные исследования для проверки предлагаемых зависимостей были проведены на однопоточном ГТД мощностью 750 кВт с семиступенчатым компрессором, кольцевой камерой сгорания, двухступенчатой турбиной турбокомпрессорного вала и одноступенчатой силовой турбиной. Измерялась частота вращения, мощность турбокомпрессорного вала, расход воздуха, давление и температура по ступеням компрессора и турбины.

Анализ результатов исследования показал, что на нерасчетных режимах с уменьшением степени расширения большее снижение осевых скоростей приходится на рабочие лопатки последней ступени и меньшее – на направляющий аппарат первой ступени турбины. Это объясняется увеличивающимся проходным сечением проточной части. На некоторых режимах последняя ступень работает с нулевым перепадом и даже переходит в компрессорный режим. Это следует и из анализа (5). В зависимости от отношения частоты вращения и объемного расхода мощность ступени может принимать как положительное, так и отрицательное значения, т. е. турбинный и компрессорный режимы. Моментная характеристика представлена на рис. 3, где видно, при каких значениях пара-

метров может получиться турбинный режим ($0 < \bar{M} < 1$) и при каких — компрессорный ($\bar{M} < 0$). Анализ показывает, что компрессорные режимы практического значения не имеют, занимая очень незначительную и специфичную часть режимного поля, но в полных и точных расчетах они могут быть учтены, так как теоретически и практически возможны.

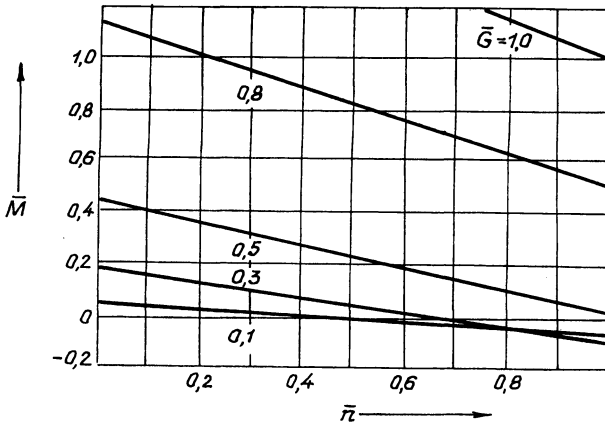


Рис. 3. Зависимость вращающего момента от частоты вращения ротора турбины на нерасчетных режимах при различных расходах газа

Общая мощность турбины равна сумме мощностей турбинных ступеней со своим знаком [4]

$$N_T = \sum_{i=1}^{\tau} N_i. \quad (8)$$

Вращающий момент высчитывается аналогично

$$M_T = \sum_{i=1}^{\tau} M_i. \quad (9)$$

Используя уравнение моментов количества движения (уравнение Эйлера [3]) для компрессорной ступени

$$N = G(U_2 C_2 - U_1 C_1), \quad (10)$$

уравнение неразрывности, треугольники скоростей компрессорной ступени (рис. 4), после некоторых преобразований, аналогичных (2), получим выражение для определения мощности компрессорной ступени

$$N_{\text{кс}} = \bar{G} U_2 \bar{G} V \left[U_{2p} \left(\frac{\bar{n}}{\bar{G} V} - 1 \right) + C u_{2p} - \frac{U_1}{U_2} C u_{1p} \right]. \quad (11)$$

После некоторых преобразований (11) можно получить выражение для определения относительной мощности компрессорной ступени на нерасчетном режиме в следующем виде:

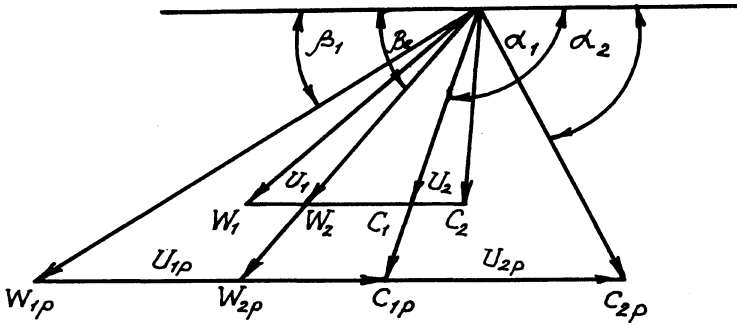


Рис. 4. Треугольники скоростей компрессорной ступени на расчетном и нерасчетном режимах

$$\bar{N}_{\text{кс}} = \frac{N}{N_p} = \bar{G}^2 \bar{V} \bar{n} \left[K_2 \left(1 - \frac{\bar{n}}{\bar{G}V} \right) + 1 \right]. \quad (12)$$

Вращающий момент находим по выражению

$$\bar{M}_{\text{кс}} = \frac{M}{M_p} = \bar{G}^2 \bar{V} \left[K_2 \left(\frac{\bar{n}}{\bar{G}V} - 1 \right) + 1 \right], \quad (13)$$

где $K_2 = U_{2p} / \left(C u_{2p} - \frac{d_1}{d_2} C u_{1p} \right)$ — коэффициент, характеризующий параметры ступени; вычисляется по расчетным значениям величин для каждой ступени (рис. 4).

Анализ (12) показывает, что в зависимости от соотношения частоты вращения и объемного расхода воздуха мощность ступени компрессора может иметь как положительный, так и отрицательный знак. В первом случае — компрессорный режим, во втором — турбинный. Но, как и в случае с анализом (5), дальнейшее исследование показало, что турбинные режимы возможны только на последних ступенях при очень специфических соотношениях параметров (например при авторотации), занимают незначительную часть режимного поля, располагаются в малоиспользуемой зоне этого поля, т. е. практического значения не имеют, но могут быть учтены в теоретических расчетах.

Суммарная мощность компрессора на этих режимах определяется как сумма мощностей компрессорных ступеней [5]

$$\bar{N}_{\text{к}} = \sum_{i=1}^z N_i; \quad (14)$$

вращающий момент — аналогично

$$\bar{M}_{\text{к}} = \sum_{i=1}^z M_i. \quad (15)$$

Поскольку при выводе данных формул использовались самые общие уравнения (уравнения неразрывности и Эйлера), предлагаемые выражения являются универсальными и обладают достаточной точностью для практических расчетов.

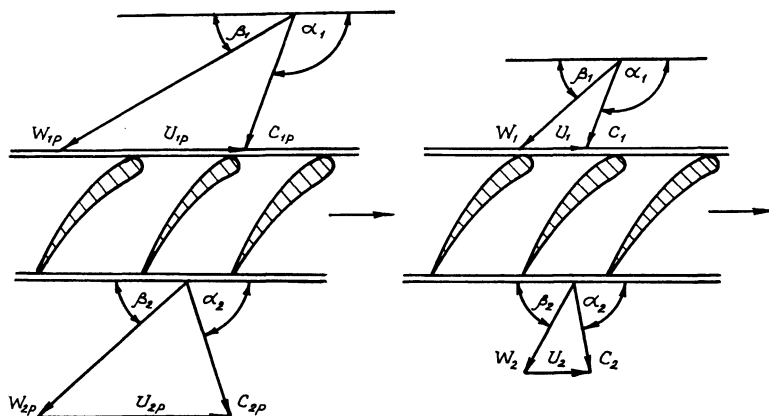


Рис. 5. Схема лопаточного аппарата и треугольники скоростей компрессорной ступени на: а — расчетном и б — нерасчетном режимах

Таким образом, имея параметры расчетного режима и используя приведенные выше зависимости, можно оценить экономичность и эксплуатационную целесообразность практически любого нерасчетного режима, определить баланс мощности на валу ГТД с учетом удельного расхода топлива на единицу мощности и т. п.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клименко А. И. Транспортные газотурбинные двигатели. — М.: Знание, 1970. — 48 с.
2. Алабин М. А., Кац Б. Н., Литвинов Ю. А. Запуск авиационных двигателей. — М.: Машиностроение, 1968. — 228 с.
3. Шнеэ Я. И. Газовые турбины. — М.: Машгиз, 1960. — 562 с.
4. Васильев В. К. Теория судовых турбин. — Л.: Судпромгиз, 1955. — 481 с.
5. Дайнеко В. И. К вопросу исследования режимов авторотации ГТД. — Изв. вузов. Авиационная техника. — 1987. — № 4. — С. 36—37.

Представлена кафедрой
эксплуатации морских
судов и сооружений

Поступила 30.12.1999