

УДК 621.515

А.Н. Анютин, канд. техн. наук,
 Л.Н. Вуслик, канд. техн. наук,
 В.П. Герасименко, канд. техн. наук,
 М.М. Кудин,
 А.С. Хоменко, канд. техн. наук.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ МАЛОРАЗМЕРНОГО ГТД

Следствием уменьшения параметров размерности газогенераторов газотурбинных двигателей (ГТД) является увеличение относительного втулочного диаметра компрессорных ступеней, применение здесь доплаток малого удлинения. Такое уменьшение размера лопаток приводит к значительным трудностям получения высоких значений КПД компрессора из-за возрастания влияния: радиального зазора между торцами лопаток и кольцевыми ограничивающими поверхностями корпуса и втулки, развитого пограничного слоя на этих поверхностях, уменьшающегося числа Рейнольдса. С этой точки зрения представляется актуальной задача разработки средств проектирования и расчетов компрессорных ступеней малоразмерных ГТД, которые позволяют создавать высокоэффективные с точки зрения КПД и запасов устойчивой работы компрессоры таких двигателей.

С целью повышения эффективности компрессорных ступеней авторами предложены методы пассивного управления течением в пристенных областях; использование консольных либо двухпорных направляющих аппаратов (НА) с неполным радиальным зазором у корпуса и/или втулки (щели) /1/; применение наклонных в окружном направлении или изогнутых лопаток /2/. К настоящему времени практически отсутствует математическое описание этих методов управления потоком в ступени, отсутствуют расчетные, инженерные ме-

Тодики. Вместе с тем признано положительное влияние таких методов управления течением на КПД компрессорных ступеней.

Предложена математическая модель течения на кольцевых ограничивающих поверхностях ступени осевого компрессора, основанная на рассмотрении осредненных в окружном направлении уравнений движения, вязкой несжимаемой жидкости. С учетом градиента давления поперек пограничного слоя получены интегральные соотношения импульсов для пристенной области. Решая уравнения импульсов в конечных разностях от входа к выходу из лопаточного венца, приходим к алгебраическому уравнению относительно толщины потери импульса в сечении за венцом. Для замыкания задачи необходимо определить профиль поперечной скорости вторичного течения.

В случае использования направляющего аппарата с зазором или щелью у втулки (необходимо учесть с одной стороны влияние парного вихря в криволинейном межлопаточном канале, с другой, противоположное ему по знаку вихревое течение через щель. Циркуляция парного вихря может быть определена по теореме Стокса, а циркуляция индуктивного течения, связанного с перетеканием рабочего тела через щель, найдена из полуэмпирической зависимости /3/. Последняя усовершенствована путем введения величины относительной осевой протяженности щели \bar{x} . Оптимизация течения состоит в равенстве циркуляций обоих вихревых движений, что может быть представлено в виде соотношения

$$\frac{\bar{\Gamma}_z}{\bar{\Gamma}_{\theta m}} \sim \frac{(0,23 + 7,45 \frac{S_r}{t}) \cdot \bar{x} \sin \theta}{K_{em} \theta} (\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2),$$

где S_r - радиальный размер щели, t - шаг решетки НА в привтулочной области, θ - кривизна решетки НА в этой же области, K_{em} - опытный коэффициент, $\bar{\Gamma}_z$ - циркуляция вихревого течения, через щель, $\bar{\Gamma}_{\theta m}$ - циркуляция парного вихря.

Проведенные предварительные расчетные исследования показывают возможность оптимизации течения в привтулочной области ступени. При этом сравнение варианта ступени, когда лопатка НА полностью заземлены во втулочном кольце с вариантом со щелью дает приращение КПД ступени на 0,5...1,0% в зависимости от величины осевого и радиального размера щели.

Другим способом управления течением в концевых сечениях лопаточных венцов, позволяющим повысить КПД ступени, является наклон или изгиб оси центров масс профилей в окружном направлении /4/. При определении скорости W_z , индуцируемой присоединенным вихрем, необходимо суммировать скорости, индуцируемые выделенными участками.

Началу развития отрывных явлений на спинке лопатки соответствует значение степени диффузорности $D_w = (W_{max_0} / W_z)_{кр} \approx 1,6$ /5/. Степень диффузорности определяет также толщину потери импульса в диффузорных решетках профилей. Таким образом, за счет изменения степени диффузорности возможно уменьшение потерь в компрессорной решетке и предотвращение отрыва потока. Вихревая схематизация течения показывает, что при наклоне лопатки к торцевой поверхности максимальная скорость на спинке лопатки вблизи угловой зоны уменьшается $(W_{max} / W_{max_0}) \approx 1 - \sin \delta$

Предварительные расчеты показывают возможность снижения концевых потерь в венце путем подбора угла изгиба (наклона) оси лопатки, что соответствует результатам работы /4/.

Повышение эффективности работы компрессорной ступени связано с уточнением определения границы ее устойчивой работы, поиска возможных путей расширения области бесрывной работы. В инженерной практике чаще всего используются в качестве критериев перехода ступени к срывному течению параметры диффузорности (например, приведенная выше степень диффузорности D_w). Используя

теорию планирования многофакторного эксперимента (греко-латинский квадрат с пятью сложными факторами и варьированием их на четырех уровнях) можно существенно повысить точность расчетов (до $\approx 0,5\%$) для оценки границы срыва по параметрам диффузорности. Предлагается также в качестве метода расчета границы устойчивой работы ступени использовать принцип максимума потока механической энергии /6/ и усовершенствовать его путем ввода уточняющих коэффициентов на основе обобщения статистических данных. Получено соотношение для определения границы срыва.

$$\bar{C}_{a\varphi} = \frac{A \cdot \bar{C}_{a*}^3}{\bar{H}_{2p} - \bar{H}_* + A \bar{C}_{a*}^2},$$

где нижние индексы со звездочкой относятся к параметрам в точке характеристики, соответствующей максимуму потока механической энергии; A - статистический коэффициент. Это соотношение позволяет получить удовлетворительную точность расчетов.

Представленные выше результаты нуждаются в идентификации опытных коэффициентов, сравнении расчетов со опытом, накоплении статистического материала. Поскольку все описанные эффекты связаны с характером течения в концевых сечениях лопаток, представляется важным проведенное опытное исследование поля давления на стенке корпуса над рабочим колесом осевой компрессорной ступени.

Для исследования выбран пьезокерамический датчик, где пьезообразователь выполнен в виде тонкостенной цилиндрической оболочки, что позволяет значительно увеличить по сравнению с сечением канала поверхность, воспринимающую давление, а также электрическую емкость, что привело к повышению чувствительности преобразователя. Для усиления выходного сигнала разработан и изготовлен специальный усилитель, построенный на интегральных операционных усилителях и дискретных элементах. Измерительный

сигнал после усилителя преобразовывается в цифровой код с помощью стандартного аналого-цифрового преобразователя, снабженного специально разработанным устройством выборки - хранения и вводится в память вычислительного комплекса СМ1800 через устройство памяти параллельного ввода.

Рабочее колесо компрессорной ступени имеет 20 межлопаточных каналов, корпус препарирован 15 измерительными отверстиями. В каждом межлопаточном канале производилось 21 измерение давления, следовательно массив информации от одного измерительного отверстия включая 420 значений давления, что позволило статистически корректно обработать результаты экспериментов.

Предварительный анализ полученных опытных результатов позволяет утверждать, что распределение давления в отдельных каналах зависит от абсолютной величины радиального зазора, а также режима обтекания отдельных профилей в решетке (изменяется местный перепад давления между спинкой и корытцем профиля). Кроме того, из опытных данных можно получить информацию о распределении давления по профилю в периферийной области лопатки рабочего колеса с зазором, что может служить основой для корректировки предложенных выше моделей течения. Это дает возможность получать также диагностический сигнал о переходе ступени к предсрывному и срывному режиму работы, и об изменении величины радиального зазора в процессе эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 877086 (СССР) Лопаточная решетка турбомшины // А.Н. Аютин, А.Ф. Брехов, Л.Н. Буслик и др. - В.И., 1981. № 40. С. 157.
2. А.с. 1613701 (СССР) Лопатка осевой турбомшины // А.Ф. Бре-

хов, Л.Н. Буслик; И.Ю. Козин. -Б.И., 1990, № 46, С. 157

3. Лакшминараяна. Методы расчета влияния радиального зазора в осевых турбомашинах. - Теор. основы инж. расчетов. Труды Амер. об-ва инженеров-механиков, 1970, № 3, С. 64-79.

4. Брехов А.Ф., Буслик Л.Н., Демин А.Е. Окружной наклон лопаток в кольцевой компрессорной решетке. - В кн.: "Электромагнитные, тепловые, вентиляционные процессы в энергоустановках", Харьков, 1991, С.76-80.

5. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных ГТД. Часть I. -М.: Машиностроение, 1977. - 312 с.

6. Ершов В.Н. Неустойчивые режимы работы турбомашин. М.: Машиностроение, 1966. - 180 с.