

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ДОВОДКИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОФИЛИРОВАНИЯ ЛОПАТОК

Аронов Б.М., Климнюк В.Ю., Климнюк Ю.И., Чурсанов Г.Н.  
Самарский государственный аэрокосмический университет,  
ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара

Обычно создание осевого компрессора выполняется в следующем порядке:

1) по заданным суммарным параметрам (по расходу воздуха, степени повышения полного давления, КПД, а также прочностным и габаритно-весовым требованиям) выбирается тип компрессора, количество и параметры ступеней, а затем определяется форма меридионального сечения тракта;

2) по эмпирическим данным протекания величины потерь давления или КПД по высоте лопаток каждого типа ступеней по уравнениям движения, сохранения массы, энергии и импульса в межвенцовых зазорах рассчитываются параметры потока по радиусу тракта;

3) с учетом эмпирических рекомендаций по густоте, углам атаки и отставания потока для каждого типа ступеней рассчитывается в первом приближении изгиб профиля и все геометрические размеры лопаточных венцов;

4) по полученным геометрическим размерам оценивается прочность лопаток, при необходимости изменяются профили для обеспечения требуемой прочности, конструируются другие детали компрессора, выпускаются чертежи на изготовление и сборку;

5) изготавливается компрессор и затем проводятся его испытания на специальном компрессорном стенде либо в составе полноразмерного газотурбинного двигателя для оценки соответствия фактических параметров заданным. Из-за недостаточной точности расчета течения воздуха в компрессоре, вследствие использования в математических моделях ряда упрощенных эмпирических зависимостей по потерям полного давления и отставанию потока в лопаточных венцах, а также из-за погрешностей изготовления лопаток, измеренные параметры, как правило, отличаются от проектных величин;

6) для выяснения причин и устранения полученных отличий выполняется поверочный кинематический расчет компрессора (по измеренным частоте вращения и параметрам потока: расходу воздуха, заторможенным давлениям и температурам) и определяются фактические величины скоростей обтекания, углов атаки и при необходимости разрабатываются

мероприятия по изменению углов установки и формы профилей лопаток для достижения заданных параметров.

При проведении таких доводочных работ по п.6 бывают следующие типичные ситуации [3]:

- расход воздуха, степень повышения давления и КПД меньше проектных величин,
- расход воздуха и степень повышения давления близки к проектным величинам, а КПД меньше,
- расход воздуха и степень повышения давления больше проектных величин, а КПД меньше.

Так как обычно компрессоры проектируют с некоторым запасом по углам изгиба профилей лопаточных венцов, что несколько увеличивает диффузорность течения, то в практике наиболее часто встречается третья ситуация. В этом случае доводка компрессора выполняется как минимум в три этапа и, в первую очередь, определяются мероприятия, направленные на повышение КПД до проектной величины. В связи с тем, что современные осевые авиационные компрессора выполняются с регулируемыми по углу установки направляющими аппаратами, доводку по КПД обычно начинают с определения оптимальных углов установки таких аппаратов.

На втором этапе работ оценивают возможность повышения КПД за счет коррекции углов установки лопаток рабочих колес и нерегулируемых направляющих аппаратов, а также за счет вариации густотой лопаточных венцов путем изменения числа лопаток. В случае если коррекция лопаточных венцов без изменения их профилирования недостаточна для обеспечения заданных параметров компрессора, на третьем этапе работ определяются необходимые изменения конфигурации самих профилей, например, за счет изменения конструктивного угла входа в решетку или других геометрических параметров профиля.

Рассмотренная поэтапная доводка компрессора широко применялась в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова при создании авиационных двигателей НК-8, НК-86, НК-93, газотурбинных приводов НК-16СТ и НК-36СТ для газоперекачивающих станций. Эти двигатели разрабатывались в условиях планового государственного финансирования, вследствие чего все целесообразные варианты конструкции с измененной геометрией лопаточных венцов изготавливались и проверялись по эффективности физическими экспериментами.

В настоящее время из-за ограничений по финансированию возникла острая необходимость в разработке и внедрении системы поэтапной доводки, в основном базирующейся на расчетной оптимизации профилирования лопаточных венцов и требующей ограниченного числа физических экспериментов, например, испытания опытного образца и затем оптимизирован-

Этого варианта. Для такой системы доводки необходима физически обоснованная и более точная математическая модель гидравлических потерь в вене, причем в широком диапазоне углов атаки и посадок скорости в вежлопатоном диффузоре. В настоящем исследовании рассматривается алгоритм оптимизации профилирования широкого класса компрессорных решеток, выполненных с густотой  $b/t > 1$  (см.рис.1), при их работе как на дозвуковых (см.рис.2), так и сверхзвуковых режимах обтекания (см.рис.3).

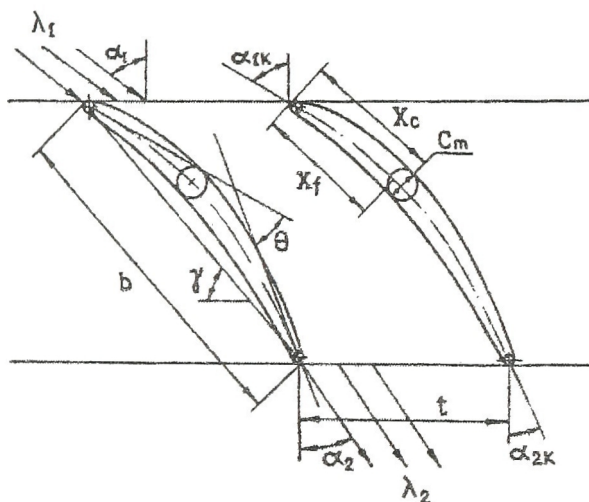


Рисунок 1 - Основные геометрические параметры компрессорной решетки

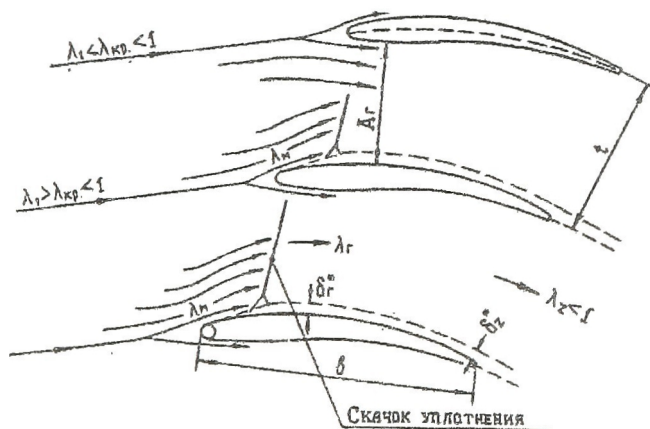


Рисунок 2 - Схема обтекания решетки на дозвуковых докритических и сверхкритических режимах

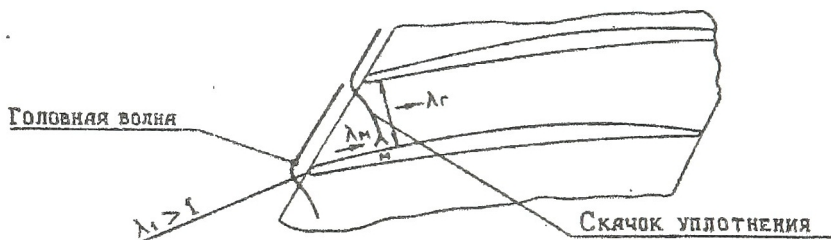


Рисунок 3 - Схема обтекания решетки на сверхзвуковых режимах

В алгоритме используется методика [4] расчета потерь давления на входном участке компрессорной решетки на дозвуковых и сверхзвуковых режимах обтекания с учетом скачков уплотнения, областей их взаимодействия с пограничным слоем на профиле и головных волн перед лопаткой, а также методы [5, 6, 7] по расчету потерь давления в дозвуковых компрессорных решетках на режимах обтекания, соответствующих максимальным величинам КПД. В большинстве работ, посвященных оценке потерь полного давления в компрессорных решетках, получены эмпирические формулы для расчета потерь либо на "номинальном" режиме (А.Р. Хоуэлл [2]) или близком к этому режиму - режиме максимального качества решетки (Г.Н. Абрамович [1], А.П. Комаров [5] и т.д.). На этих режимах разгон потока от  $\lambda_1$  на входе в решетку ( $W_2$ ) до  $\lambda_{\max}$  ( $W_{\max}$ ) на спинке профиля и посадка скорости в межлопаточном диффузоре решетки минимальны, в результате чего и обеспечивается максимальное качество и максимальный КПД.

При создании компрессора принимаются меры, чтобы на проектном режиме все сечения лопаточных венцов работали на оптимальном по КПД режиме. В работах [2, 5, 6] настройка на оптимальный режим обеспечивается за счет задания соответствующих углов атаки. Для обеспечения минимальных потерь в межлопаточном диффузоре С. Либляйн в [7] показал необходимость введения дополнительного ограничения и по фактору диффузорности

$$D = \frac{W_{\max} - W_2}{W_2} \leq 0,4 \quad (1)$$

Однако из-за ограничений по прочности и конструкции компрессора, такую настройку для всех сечений лопаток не всегда удается обеспечить, и поэтому необходимо рассчитывать потери в решетке и при больших углах

атаки, и больших посадках скорости в межлопаточном канале. Такая методика оценки потерь также необходима при расчете напорных характеристик компрессора от режима запираания до границы помпажа на всех частотах вращения от малого газа до максимального режима работы ГТД. И безусловно такая методика особенно необходима для математической модели поэтапной расчетной оптимизации профилирования лопаток.

В работе [5] приведена эмпирическая зависимость для расчета коэффициента профильных потерь в решетке при дозвуковых скоростях натекания потока на режимах максимального качества. Аналогичная эмпирическая зависимость, но с учётом трёхмерных эффектов, связанных с пограничными слоями на торцевых стенках, приведена в [6].

В работах [6] и [7] приведены экспериментальные данные, полученные при исследовании компрессорных решеток, показывающие как влияет посадка скорости на потери давления в межлопаточном диффузоре. На рис. 4 эти экспериментальные данные перестроены в виде отношения текущей толщины потери импульса в пограничном слое при наличии посадки скорости к толщине потери импульса при безградиентном течении.

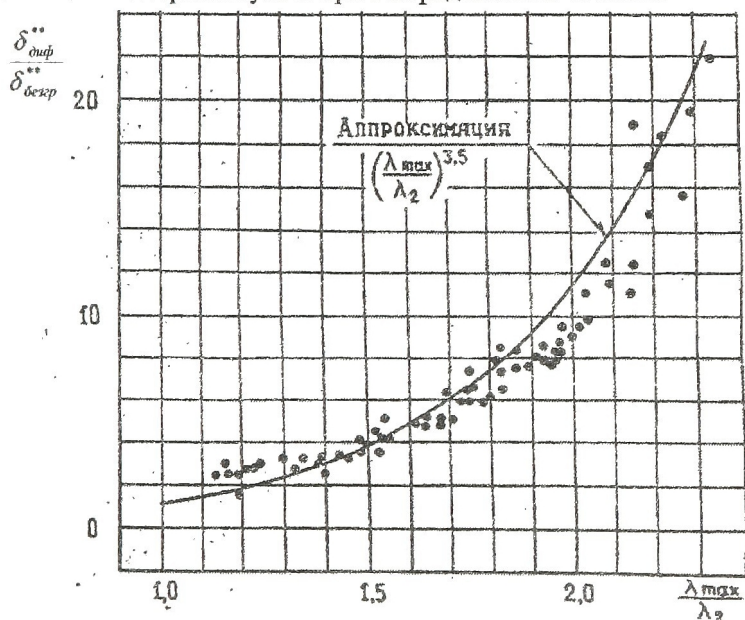


Рисунок 4 - Изменение толщин потери импульса в пограничном слое межлопаточного диффузора компрессорных решеток

В первом приближении это отношение аппроксимируется зависимостью

$$K_{\text{диф.реш}}^{**} = \frac{\delta_{\text{диф}}^{**}}{\delta_{\text{б.ез гр}}^{**}} = \left[ \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_2} \right]^{3.5} \quad (2)$$

В [8] приведено отношение толщины потери импульса на плоской стенке при наличии посадки скорости к толщине потери импульса при безградиентном течении.

$$K_{\text{диф.пл}}^{**} = \frac{\delta_{\text{диф}}^{**}}{\delta_{\text{б.ез гр}}^{**}} = \left[ \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_2} \right]^{4.8} \quad (3)$$

Зависимость (3) получена для турбулентного режима течения в пограничном слое. Меньшее утолщение пограничного слоя по (2), чем по (3), указывает на то, что испытания компрессорных решеток [5] были проведены при низкой степени турбулентности на входе и в основном на докризисных режимах обтекания, из-за чего в этих испытаниях реализовывался смешанный ламинарно-турбулентный режим течения [9], создающий меньшую толщину пограничного слоя и в итоге меньшие потери энергии. Следовательно, зависимость (2) можно использовать для компрессорных решеток, работающих при низкой степени турбулентности набегающего потока на докризисных режимах обтекания (см.рис.2), а зависимость (3) - для решеток, работающих при повышенной турбулентности на входе [10] и на сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания, когда возникающие на этих режимах скачки уплотнения, головные волны и области их взаимодействия с пограничными слоями приводят к резкому росту турбулентности потока и в межлопаточном канале формируется турбулентный пограничный слой (см. рис. 3).

На основании изложенного для учета влияния посадки скорости на коэффициент профильных потерь предлагается ввести в формулы (2) и (3) коэффициенты идентификации  $K_{\text{дифф}}^{**}$  по (4) и (5).

При известных скоростях потока на спинке профиля в горле решетки  $\lambda_1$  и на выходе из нее  $\lambda_2$  будем рассчитывать коэффициент восстановления полного давления в межлопаточном диффузоре по формуле

$$\sigma_{\text{диф}} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot \lambda_1^2 \cdot \xi \cdot K_{\text{диф}}^{**} \quad (4)$$

Используя методики [4, 5, 6] и формулу (6) настоящей работы, можно определить потери полного давления в компрессорных решетках на докризисных, сверхкризисных и сверхзвуковых режимах обтекания при больших углах атаки и посадках скорости в межлопаточном диффу-

оре. Тогда суммарный коэффициент восстановления полного давления  $\sigma_{\Sigma}$  определится как произведение коэффициентов входного участка  $\sigma_{\Sigma 1}$  и межлопаточного диффузора  $\sigma_{\text{диф}}$

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\Sigma 1} \cdot \sigma_{\text{диф}} \quad (5)$$

Для расчета углов отставания потока  $\delta^0$  в дозвуковых компрессорных решетках в упомянутом широком диапазоне углов атаки при обработке экспериментальных данных продувок компрессорных решеток получена следующая эмпирическая формула:

$$\delta^0 = 23 \sqrt{\frac{1 - \sigma_{\text{диф}}}{\frac{k}{k+1} \cdot \lambda_2^2}} \quad (6)$$

Она основывается на физической взаимосвязи угла отставания с толщиной вытеснения пограничного слоя на спинке профиля и, следовательно, в первом приближении - с величиной коэффициента восстановления  $\sigma_{\text{диф}}$  в решетке.

Рассмотренная методология определения параметров элементарного сечения компрессорной решетки используется в основном программном комплексе отдела компрессоров ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова. Выполненные в отделе компрессоров оценки показали, что результаты расчетов по рабочим модулям программного комплекса ОАО СНТК удовлетворительно согласуются с результатами модулей программного комплекса FLOWTRAN.

2. С использованием рассмотренных методик возможно выполнить оптимизацию профилирования лопаточных венцов компрессора.

При проведении работ по упомянутой первой доводочной ситуации необходимо определить углы установки регулируемых направляющих аппаратов, обеспечивающие максимальный КПД при заданных частоте вращения, расходе воздуха и степени повышения давления. В этом случае выполняется несколько кинематических расчетов компрессора с соответствующими различными углами установки входного направляющего аппарата (например, через  $2^0$  на нагрузку и разгрузку от проектного угла установки). Путем сравнения полученных результатов, определяется оптимальный угол установки, обеспечивающий максимальную величину КПД при заданных расходе воздуха и степени повышения давления. С этим оптимальным углом установки входного направляющего аппарата выполняется несколько кинематических расчетов с соответствующими различными углами установки следующего регулируемого направляющего аппарата, и так далее вплоть до последнего аппарата. В каждом случае определяется  $\gamma_{\text{онт}}$  аналогично процедуре по входному аппарату.

Если на первом этапе не удалось получить заданной величины

КПД, необходимо провести серию кинематических расчетов с вариациями углов установки лопаток нерегулируемых направляющих аппаратов и, в случае недополучения заданного КПД, повторить эту операцию с вариацией углов установки лопаток рабочих колес. Когда полученные оптимальные величины углов установки отличаются от проектных более чем на  $3^{\circ}$ , целесообразно сделать второе приближение по определению оптимальных углов установки регулируемых направляющих аппаратов по ранее описанному алгоритму.

В том случае, когда все вариации по углам установки лопаток направляющих аппаратов и рабочих колес не обеспечили заданной величины КПД, необходимо по результатам анализа всех предыдущих вариаций выделить венцы с минимальными величинами КПД и, изменяя их густоту за счет количества лопаток, провести кинематические расчеты с оценкой возможности получения заданных КПД, расхода воздуха и степени повышения давления.

Первые два этапа наиболее часто используются при доводке авиационных компрессоров из-за дешевизны их внедрения, так как требуется лишь под несколько другим углом прорезать пазы замков крепления лопаток. Если при оптимизации по алгоритмам первых двух этапов не удалось достигнуть заданных параметров, то придется использовать алгоритм третьего этапа, требующего изменения конфигурации самих профилей. Изменение же конфигурации профилей, как правило, требует коренной переделки всей технологической и контрольной оснастки, т.е. больших финансовых затрат.

Третий этап выполняется на базе анализа кинематических расчетов по второму этапу. При этом определяются сечения лопаточных венцов, которые работают с наибольшими отклонениями либо в сторону повышенных углов атаки, либо на режиме запираания. Путем подгибки или разгибки входной или выходной частей профилей, т.е. изменением конструктивных углов, каждое сечение выводится на угол атаки, обеспечивающий больший КПД. При необходимости дополнительно производится изменение величин хорды профиля, его максимальной толщины и смещение вперед или назад максимального прогиба средней линии, а также оценивается целесообразность изменения других геометрических параметров профиля.

Все перечисленные варианты одновременно с оценкой гидравлических характеристик проверяются на наличие необходимых запасов прочности, например, по опыту создания САПР лопаток авиационных турбомашин [3]. В случае обеспечения заданных параметров и необходимых



запасов по прочности принимается решение на изготовление этого варианта компрессора. Если последующие испытания подтверждают факт получения проектных величин КПД, расхода воздуха и степени повышения давления, то начинается серийное изготовление этого компрессора.

Изложенный подход к поэтапной расчетной доводке компрессоров, разработанный на базе анализа различных ситуаций, имевших место в процессе доводки осевых авиационных компрессоров с оптимизацией профилирования лопаток на заданные параметры, принят к практическому использованию в отделе компрессоров ОАО СНТК им. Н. Д. Кузнецова.

### Список литературы

1. Абрамович Г.Н., Прикладная газовая динамика. Гостехиздат, 1953.
2. Хоуэлл А.Р. Гидродинамика осевого компрессора. В кн. "Развитие газовых турбин". Сборник статей. Пер. под ред. В.Л.Александрова. М.: БНТ 1947.
3. Автоматизация проектирования лопаток авиационных турбомашин (методология, алгоритмы, системы)/ Б.М.Аронов,, В.А Камынин, А. Г. Керженков и др.; Под ред. Б.М.Аронова - М.:Машиностроение, 1994.
4. Климяк Ю.И. Влияние вязкости на характеристики компрессорных решеток на сверхзвуковых режимах обтекания. ИВУЗ "Авиац. техника" №1, 1972.
5. Комаров А.П. Коэффициент профильных потерь плоской компрессорной решетки при малых скоростях набегающего потока. КуАИ. Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. Труды вып. 78, 1976.
6. Нечаев Ю.М., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. М.:Машиностроение, 1977.
7. Liblein S. Loss stall analysis of compressor cascades.- Trans of the ASME.D-81, №3. p.387-400.
8. Бам-Зеликович Г.Н. Расчет отрыва пограничного слоя. Извест. АН СССР. ОТН №12, 1954 .
9. Мартынов А.М. Экспериментальная аэродинамика. Издат. Оборон. пром. 1954.
10. Климяк Ю.И., Абаймов Л.С. К оценке влияния турбулентности набегающего потока на характеристики сверхзвуковой компрессорной решетки. ИВУЗ "Авиационная техника" № 3, 1981