

УДК 621.431.75

ПРОБЛЕМЫ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ СОЗДАНИИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ГТД

© 2012 Л. С. Шаблий

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Описаны основные проблемы оптимизации компрессоров газотурбинных двигателей.

Компрессор, ГТД, оптимизация, параметризация, КПД, коэффициент запаса устойчивой работы, CFD.

Лопаточные компрессоры на сегодняшний день являются распространённым источником газа повышенного давления на всех газотурбинных двигателях (ГТД) летательных аппаратов вследствие их высокой эффективности и надёжности, а также стабильности параметров на протяжении эксплуатации. Вместе с тем стоимость проектирования и последующей доводки лопаточных компрессоров подчас оказывается существенно выше, чем компрессоров других типов, что обуславливает повышенную стоимость их жизненного цикла. В этой связи создание компрессора с наилучшими параметрами ещё на этапе проектирования и сокращение времени и стоимости доводки лопаточных компрессоров - актуальная задача аэрокосмического машиностроения.

При создании перспективных компрессоров необходимо задавать их параметры, исходя из потребностей ГТД. Согласно [1] энергетическая эффективность ГТД повышается при увеличении температуры газов на

выходе из камеры сгорания T_g^* (рис. 1, а), но каждой конкретной температуре соответствует оптимальная суммарная степень повышения давления в компрессоре π_Σ (рис. 1, б).

Как видно из графика, на сегодняшний день параметром, ограничивающим эффективность ГТД, является не только T_g^* , ограниченная жаропрочностью материала лопаток турбины, но и π_Σ . На сегодняшний день известны ГТД с $T_g^* > 1900$ К (GE-NX, США, Trent1000, Великобритания), а прогнозы [2] создания материалов с высокими свойствами жаропрочности и жаростойкости позволяют предположить, что ограничение по T_g^* в ближайшие десятилетия будет серьёзно продвинуто в сторону увеличения температур (рис. 2). Вместе с тем в настоящее время не известны ГТД даже с $\pi_\Sigma = 100$, что является оптимальной степенью повышения давления для существующего уровня $T_g^* = 1900$ К (рис. 1, б). Поэтому повышение эффективности ГТД путём увеличения π_Σ является актуальной задачей.

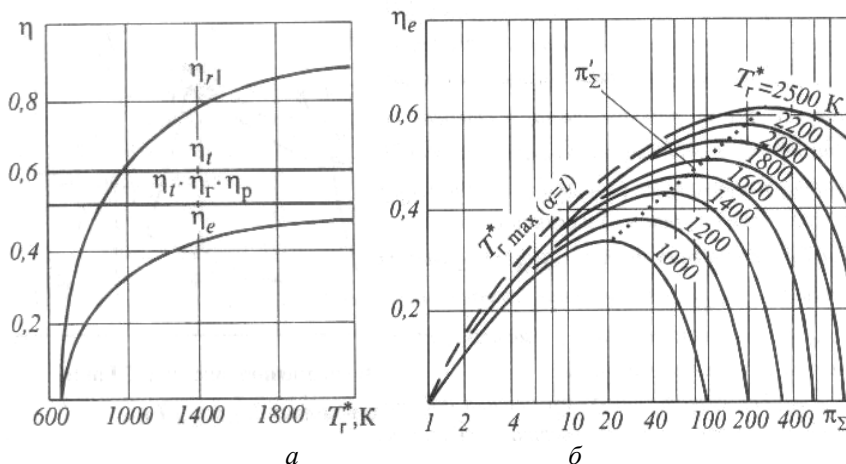


Рис. 1. Термодинамические перспективы ГТД:

а - зависимости коэффициента гидравлических потерь и эффективного КПД от T_g^* [1]; б - зависимости эффективного КПД от π_Σ при различных T_g^* [1]

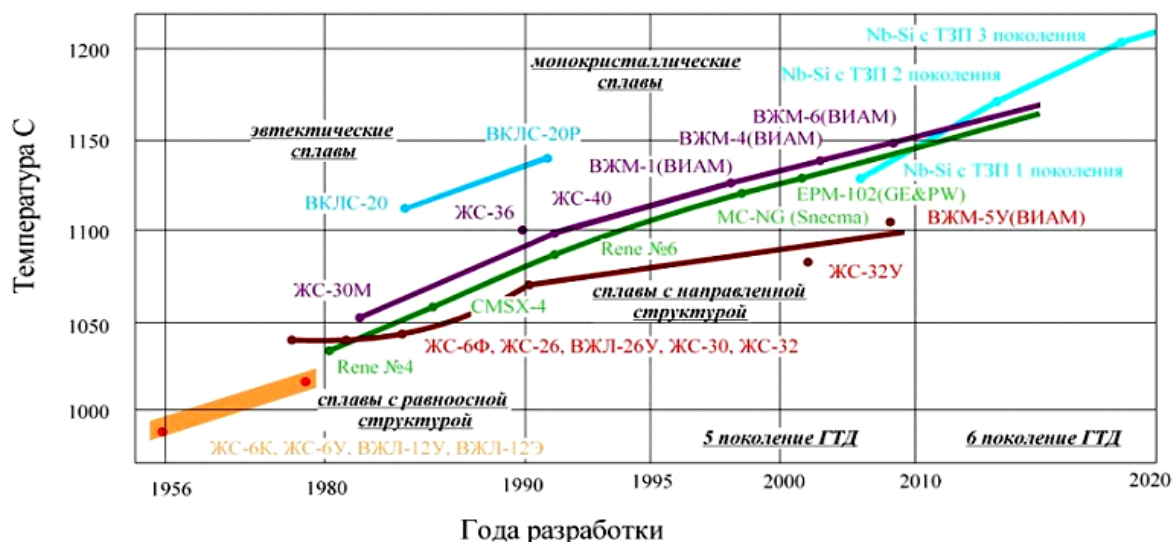


Рис. 2. История и прогноз повышения жаропрочности материала турбин ГТД [2]

Сложность создания эффективных компрессоров с высокими π_{Σ} обусловлена многими причинами, среди которых не последнее место занимает проблема снижения потерь в лопаточных венцах, количество которых даже в современных компрессорах с $\pi_{\Sigma} = 40$ достигает 20. Из-за сильного уменьшения объёма газа при его сжатии высота проточной части первых и последних ступеней может отличаться более чем на порядок. При этом для первых ступеней определяющими являются профильные потери, в том числе в значительной мере волновые, вызванные сверхзвуковым обтеканием профиля на больших радиусах. Для последних ступеней, где высота межлопаточного канала сопоставима с шагом решётки, и имеет место ярко выраженное трёхмерное течение, наиболее актуальны концевые потери, среди которых особенно выделяются вторичные (потери, вызванные парным вихрем). Ситуация ещё более усложняется взаимным влиянием ступеней компрессора друг на друга. Изменение параметров одной ступени компрессора с целью повышения её эффективности в условиях совместной работы может привести к ухудшению условий работы соседних ступеней и снижению общей эффективности компрессора. Кроме того, стоит особо отметить тот факт, что течение в лопаточном компрессоре носит ярко выраженный нестационарный характер, поскольку закрулочные следы, формируемые каждым выходящим венцом, «разрезаются» следующим венцом, формируя локальные пульсации параметров. При этом влияние нестационарно-

сти, вызванной каждым венцом, может распространяться по тракту компрессора на 3–5 венцов вниз по течению, а также может вызывать изменение структуры потока на 1–2 венца вверх по течению (рис. 3). При неблагоприятном наложении нестационарных эффектов от нескольких венцов возможно возникновение в потоке сильных пульсаций параметров газа (давления, скорости, плотности), что отрицательно сказывается на эффективности и устойчивости компрессора. В этой связи при проектировании компрессора необходимо оценивать совместную работу всех ступеней компрессора, в том числе с учётом нестационарных процессов.

Тот факт, что для отыскания наиболее эффективного облика многоступенчатого компрессора необходимо учитывать большое количество вышеперечисленных факторов, влияющих одновременно и зачастую в противоположных направлениях, делает задачу оптимизации чрезвычайно сложной. Основными её проблемами при этом являются:

1. **Многокритериальность**, вызванная необходимостью оптимизации одновременно по нескольким показателям. Основными параметрами компрессора являются π_{Σ} , КПД и коэффициент запаса устойчивой работы, но в качестве дополнительных критериев также могут ставиться параметры шума, прочности, технологичности. Необходимо также помнить, что перечисленные критерии качества компрессора рассматриваются не в одной рабочей точке, а в диапазоне режимов, образуя оптимизируемые характеристики: напорную ($\pi_{\Sigma} = f(G_{\text{в}}, n)$), КПД ($\eta = f(G_{\text{в}}, n)$) и др.

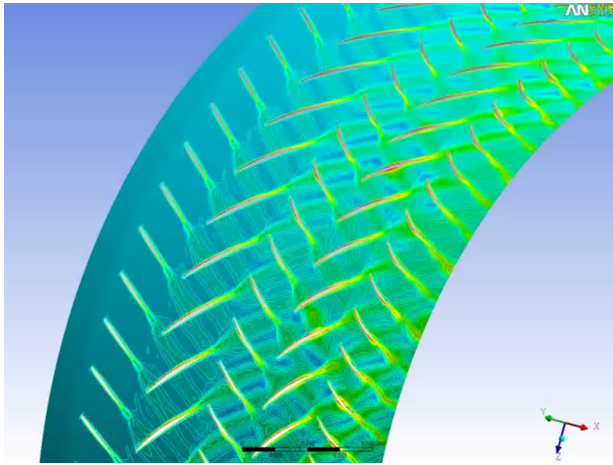


Рис. 3. Картина нестационарного потока в пятиступенчатом компрессоре

2. *Многopараметричность*, вызванная большим количеством варьируемых параметров вследствие сложности геометрии лопаток и большого количества венцов. При оптимизации n -венцового компрессора по p параметрам возникает $[n \times p]$ независимых параметров. Например, если рассматривать оптимизацию лопаток 6-ступенчатого компрессора по лопаточным углам на входе в трёх сечениях, то число оптимизируемых параметров составит $12[\text{венцов}] \times 3[\text{угла}] = 36$. При большем числе оптимизируемых лопаточных параметров их общее число для компрессора становится непригодным для существующих алгоритмов оптимизации.

3. *Сложные, неявные законы влияния параметров на критерии*, вызванные вышеописанными сложностями процессов, протекающих в компрессоре. При этом практически невозможно представить задачу оптимизации в классическом виде, выразив критерии K через параметры p явным образом ($K_m = f_m(p_1, p_2, \dots, p_n)$) для отыскания экстремума полученной функции в ограниченной области. В настоящее время для решения подобных сложных оптимизационных задач используется подход, основанный на построении зависимости критерия от n -параметров в $(n+1)$ -мерном пространстве и поиске экстремума полученной аппроксимирующей функции. На рис. 4 представлены аппроксимирующие поверхности, иллюстрирующие зависимость π_Σ и КПД одноступенчатого компрессора от двух углов лопатки в трёхмерном пространстве.

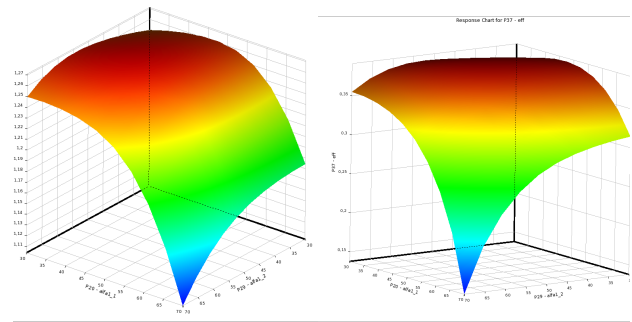


Рис. 4. Зависимость π_Σ (слева) и КПД (справа) компрессора от углов $(\beta_{1,л}вн)$ и $(\beta_{1,л}пер)$

Построение подобных зависимостей выполняется путём многократного решения прямой задачи: с использованием той или иной модели компрессора отыскивается значение всех критериев для каждого сочетания параметров в интересующей области. Естественно, что найденные значения покрывают исследуемую область сеткой конечной густоты, поэтому такой подход к оптимизации содержит методологическую ошибку и, строго говоря, не может гарантировать отыскание глобального экстремума при очень резких изменениях критерия (рис. 5). Однако, как показывает практика, при оптимизации компрессоров все критерии изменяются достаточно плавно, что сводит вероятность ошибки к минимуму.

Кроме того, построенная по найденным точкам аппроксимирующая зависимость в общем случае отличается от реальной. Поэтому их экстремумы могут не совпадать. Для уменьшения этой ошибки область экстремума дополнительно итерационно измельчается.

Описанная методика поиска оптимального сочетания параметров компрессора в настоящее время реализована в таких программных продуктах как ANSYS Design Explorer и Sigma Technology IOSO [4] в виде алгоритма, представленного на рис. 6.



Рис. 5. Ошибка поиска глобального максимума при частоте колебаний критериальной зависимости меньшего шага дискретизации исследуемой области

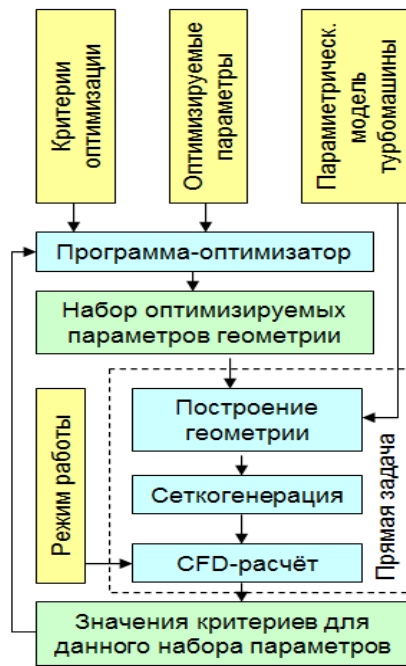


Рис. 6. Блок-схема алгоритма оптимизации решением прямых задач (на примере CFD-моделирования)

Процесс оптимизации выполняется в автоматическом режиме на основе многократного повторения цикла определения значений критериев, соответствующего каждому новому набору оптимизируемых параметров. При этом алгоритм оптимизации не зависит от модели прямой задачи: это может быть как CFD-модель, так и функциональная зависимость.

4. *Сложность точного моделирования рабочего процесса компрессора.* Для решения задачи оптимизации рабочий процесс компрессора может быть представлен моделями разных уровней: от одномерных функциональных моделей, описывающих лишь термодинамические процессы между характерными сечениями, до трёхмерных нестационарных CFD-моделей, описывающих все происходящие рабочие процессы максимально достоверно.

Модели малых порядков дают лишь самое общее представление о процессах, происходящих в компрессоре, основаны на ряде допущений и содержат соответствующие методологические погрешности и ограничения. Например, одномерная модель течения в осевом лопаточном венце не учитывает распределение параметров по высоте лопатки, двумерная модель (модель треугольников скоростей) - радиальное перетекание газа в межлопаточном канале (парный вихрь). Данные погрешности могут быть признаны незначительными на началь-

ном этапе проектирования, когда определяется основной облик компрессора, поскольку большие изменения параметров ступеней вызывают изменение энергоэффективности, сильно перекрывающее имеющуюся в модели погрешность. Но на последних этапах проектирования: при доводке или перепроектировании существующего компрессора, изменение его КПД при варьировании параметров ступеней оказывается меньшим. Это требует использования моделей более высокого порядка с погрешностями тем меньше, чем меньше изменение уровня КПД, которое происходит в процессе доводки. На сегодняшний день наиболее точными моделями течения газа в компрессоре являются трёхмерные CFD-модели.

Кроме учёта всех видов потерь, эти модели однозначно определяют физическую форму проточной части, в отличие от других моделей. Так, например, 2D-модель позволяет описать перо лопатки набором плоских сечений. Однако при формировании 3D-модели появляется вариативность формы, связанная с заданием законов аппроксимации между 2D-сечениями, и экстраполяции за втулочное сечение. Кроме того, 3D-модель способна описать все элементы формы, расположенные вне плоскости 2D-модели: галтели, бандажные полки, отверстия в лопатке, - для определения влияния этих элементов на КПД.

Цикл решения прямой CFD-задачи состоит из трёх этапов (рис. 6): создания геометрии проточной части по текущему набору параметров, создания по данной геометрии расчётной сетки и решения задачи на данной сетке с получением нового значения критерия. Этапы сеткогенерации и CFD-расчёта являются на сегодняшний день достаточно хорошо отлаженными, часто автоматически выполняемыми с помощью специального программного обеспечения. Первый же этап, связанный с построением геометрических моделей проточной части компрессора, также представляет сложность, поскольку для автоматической оптимизации должна существовать параметрическая модель, которая могла бы модифицироваться при изменении входных геометрических параметров.

5. *Сложность создания параметрической геометрической модели проточной части компрессора* заключается, во-первых, непосредственно в достаточно сложной гео-

метрической форме моделируемых каналов, а во-вторых, в сложности их параметрического описания малым числом параметров с целью минимизации числа оптимизационных переменных. В этой связи существует ряд подходов к моделированию, имеющих свои преимущества и недостатки.

Итак, в настоящее время задача оптимизационных исследований компрессоров ГТД является актуальной, но при её решении существует ряд проблем, связанных со сложностью их геометрии и рабочих процессов. Существующие пути решения описанных трудностей позволяют на нынешнем этапе проводить оптимизационную доводку компрессоров, осознанно принимая во внимание все погрешности, закладываемые при принимаемых упрощениях (моделей рабочего процесса, геометрической модели и т.п.).

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Кулагин, В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. Кн. 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамика-мический анализ. Кн. 2. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. [Текст] / В.В. Кулагин. - М.: Машиностроение, 2002. - 616 с.
2. Матушкин, А.А. Конструктивное совершенствование системы плёночного охлаждения рабочих лопаток высокотемпературных турбин ГТД [Текст]: автореф. дис. ... канд. наук / А.А. Матушкин. -М.: Московский авиационный институт, 2012.
3. Шаблий, Л.С. Создание трехмерной параметрической модели кольцевого лопаточного венца [Текст] / Л.С. Шаблий // Мавлютовские чтения: Всерос. молодёжная науч. конф., посвященная 75-летию УГАТУ: Сб. тр. – Уфа: УГАТУ, 2007.-Т.1. - С. 9-10.
4. Optimization of the gas turbine engine parts using methods of numerical simulation [Text] / I.N. Egorov, M.L. Kuzmenko, Yu.N. Shmotin [etal.] // ASME paper GT2007-28205.

PROBLEM OF MULTISTAGE COMPRESSOR OPTIMIZATION WHILE DESIGNING PERSPECTIVE GAS TURBINE ENGINES

© 2012 L. S. Shabliy

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov
(National Research University)

The basic problem of gas turbine engines compressor optimization are described.

Compressor, gas turbine engine, optimization, parameterization, efficiency, safety factor of stable operation, CFD.

Информация об авторах

Шаблий Леонид Сергеевич, ассистент кафедры теории двигателей летательных аппаратов, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Область научных интересов: лопаточные машины, численные методы расчёта, программирование.

Shabliy Leonid Sergeevich, Assistant of aircraft engines theory department of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (national research university). E-mail: shelbi-gt500@mail.ru. Area of research: blade machines, numerical calculations, programming.