

Лекция № 15

Аэродинамическое проектирование турбины

Этапы и ключевые технологии аэродинамического проектирования

Диаграмма наглядно показывает степень предопределенности стоимости жизненного цикла узлов двигателя на стадиях его жизненного цикла. Уже на стадии предварительного (одномерного) проектирования предопределяется две трети затрат. Соответственно, предопределяется стоимость и другие характеристики турбины. Исследование фирмы Boeing применительно к проектированию авиационных турбин [8.2] показало, что на стадии выбора основных параметров тратится менее 1% стоимости жизненного цикла. Но при этом принимаются решения, определяющие 80% всех будущих расходов.

Аэродинамическое проектирование турбины включает два практически одинаковых по важности базовых этапа: одномерное проектирование турбины и проектирование лопаточных венцов.

Изменение предопределенности стоимости жизненного цикла турбины, произведенных затрат и суммы знаний о турбине в зависимости от этапа жизненного цикла.



Этап 1 – предварительное проектирование; этап 2 – проектирование и испытания; этап 3 – производство; этап 4 – эксплуатация; этап 5 – списание

Этапы и ключевые технологии аэродинамического проектирования

Одномерное проектирование на среднем диаметре с выбором основных параметров и достоверной оценкой основных показателей турбин включает следующие технологии:

- выбор количества ступеней;
- определение размеров проточной части;
- выбор количества лопаток;
- распределение удельной работы и реактивности между ступенями;
- выбор системы охлаждения, расходов воздуха и системы вторичных потоков;
- определение достижимого уровня к.п.д.;
- определение теплонапряженности и достижимого уровня долговечности;
- оценка массы;
- оценка производственной себестоимости и стоимости обслуживания

Аэродинамическое проектирование лопаточных венцов включает следующие технологии:

- синтез геометрии профиля (сечения венца) с учетом ограничений (возможности производства, охлаждение, статическая и динамическая прочность);
- анализ и оптимизация аэродинамических характеристик решетки профилей с использованием 2D-моделирования потока: невязкого (по уравнениям Эйлера) и вязкого (по уравнениям Навье-Стокса);
- формирование лопаточного венца из базовых сечений с учетом аэродинамики, а также ограничений по системе охлаждения;
- сквозное численное 3D-моделирование потока в многоступенчатой турбине - невязкое (по уравнениям Эйлера) и вязкое (по уравнениям Навье-Стокса);
- анализ и оптимизация аэродинамических характеристик венцов;
- численное 2D/3D-моделирование нестационарного потока в многоступенчатой турбине в невязкой и вязкой постановке.

Этапы и ключевые технологии аэродинамического проектирования

Одномерное проектирование на среднем диаметре является наиболее важным этапом проектирования турбины. Во-первых, оно закладывает те границы (основные параметры), в рамках которых должен быть реализован проект и которые во многом определяют потенциальные результаты, достижимые на основе более сложных и современных технологий численного анализа потока.

Во-вторых, принимаемые на этом этапе решения фактически сохраняют свою силу на протяжении всего жизненного цикла турбины – а он достигает 40...50 лет. Для некоторых двигателей, конвертированных из авиационных в промышленные, жизненный цикл турбины явно будет выше 50 лет. На протяжении жизненного цикла крайне редко – из-за дороговизны реализации – принимаются решения об изменении основных параметров, принятых в ходе одномерного проектирования.

В первую очередь принимаются решения о смене материала, применении покрытия, модификации конструкции системы охлаждения. В последнюю очередь модифицируется аэродинамика. Проточная часть изменяется крайне редко, а решение об изменении количества ступеней уже означает начало разработки новой турбины. Таким образом, правильные решения на этапе одномерного проектирования определяют конкурентоспособность турбины в течение всего жизненного цикла.

К ключевым технологиям аэродинамического проектирования можно отнести следующие технологии:

- одномерное (на среднем диаметре) проектирование турбины;
- одномерное моделирование потерь энергии в лопаточных венцах турбины;
- 2D/3D-моделирование невязкого (по уравнениям Эйлера) потока в проточной части турбины;
- 2D/3D-моделирование вязкого (по уравнениям Навье-Стокса) потока в турбине;
- синтез 2D и 3D-геометрии лопаточного венца турбины.

Технология одномерного проектирования

Выбор количества ступеней и размеров проточной части турбины происходит одновременно, так как необходимая окружная скорость зависит от степени расширения на каждой ступени, а располагаемая величина окружной скорости непосредственно зависит от диаметра.

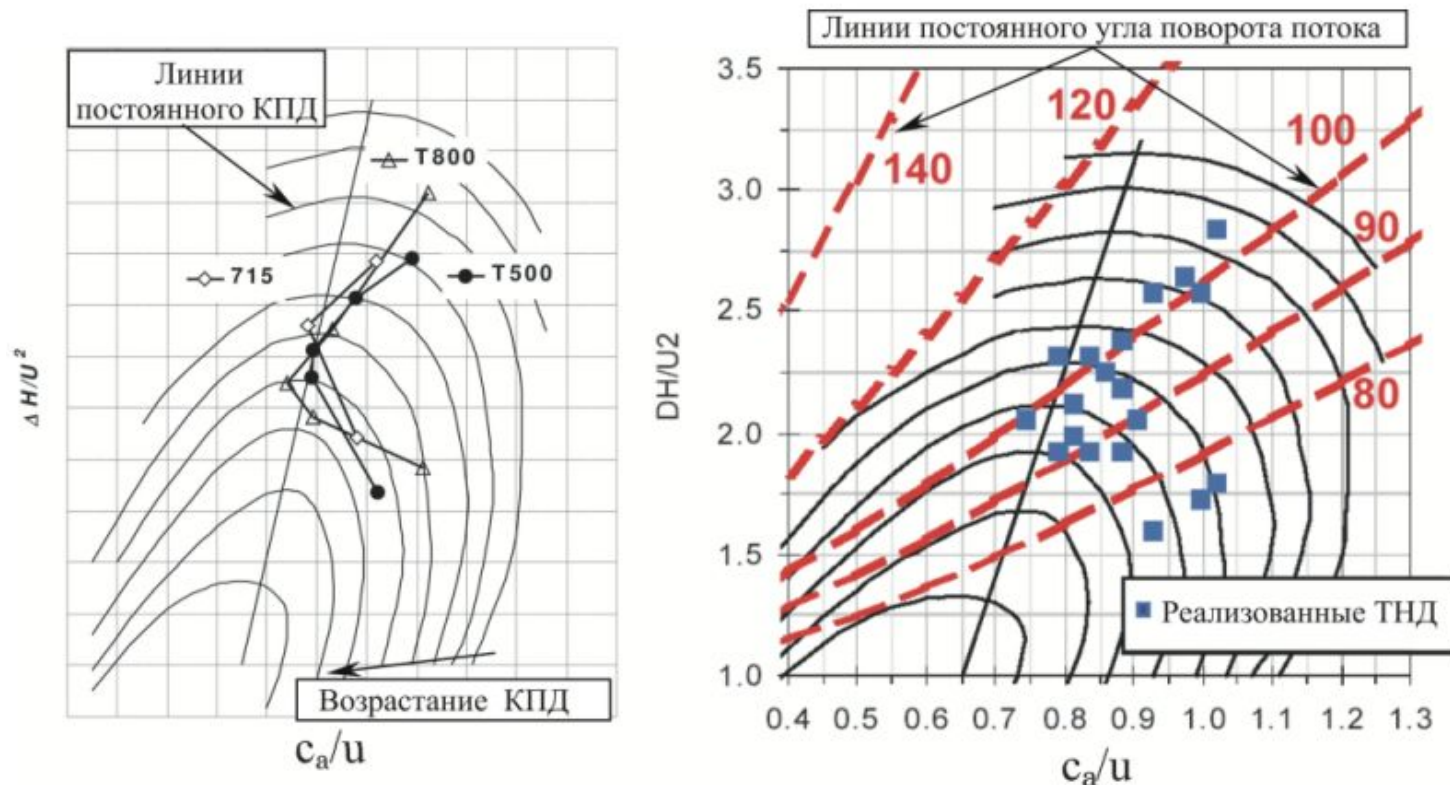
При выборе проточной части необходимо обеспечить достаточную окружную скорость и оптимальное значение осевой скорости газа (для обеспечения приемлемого по к.п.д. треугольника скоростей). При этом параметр напряжений F_n^2 (произведение осевой площади на частоту вращения в квадрате) должен оставаться в приемлемых пределах.

Окружная скорость колеса и осевая скорость газа должны обеспечивать приемлемое по потерям энергии сочетание удельной аэродинамической нагрузки $\Delta H/U^2$ и относительной осевой скорости газа C_a/U . Уменьшение осевой скорости на выходе приводит к уменьшению потерь полного давления в выходном устройстве и увеличению перепада полного давления на турбине, т.е. ее мощности. Уменьшение осевой скорости может быть обеспечено только увеличением длины лопаток турбины, увеличением напряжений в лопатках, замках и дисках. Выбор осевой скорости непосредственно влияет и на геометрическую конфузурность венцов (отношение площади межлопаточного канала на входе к площади минимального сечения межлопаточного канала на выходе). Оптимальная величина конфузурности составляет 1.6...2.0 (нежелательно опускать ее ниже 1.4). Конфузурность определяет ускорение потока в венце и уровень потерь (особенно вторичных потерь) в венце.

Допустимое значение параметра напряжений (при измерении в $m^2 (об/мин)^2/10^6$) приблизительно соответствует уровню напряжений растяжения в рабочей лопатке в $кг/мм^2$. Нежелательно иметь его более 25...30 для рабочих лопаток ТВД (работающих при высоких температурах) и более 40...45 для рабочих лопаток последних ступеней турбины.

Технология одномерного проектирования турбины

Значения параметра удельной аэродинамической нагрузки ($\Delta H/U^2$) и относительной осевой скорости (C_a/U) на «диаграмме Смита» определяют достижимый к.п.д. турбины. Подобные диаграммы, построенные на основе собственных одномерных полуэмпирических моделей потерь энергии в лопаточных решетках и идентифицированные по натурному эксперименту, продолжают использоваться для выбора параметров новых проектов.



Варианты диаграммы Смита, применяемые Rolls-Royce а) На диаграмме нанесены точки для каждой ступени многоступенчатых ТНД Trent 500, Trent 800, BR715 и для каждой из этих турбин в целом; б) диаграмма с нанесенными на ней линиями постоянного (осредненного) угла поворота потока в лопатках и точками, соответствующими реализованным ТНД

Технология одномерного проектирования

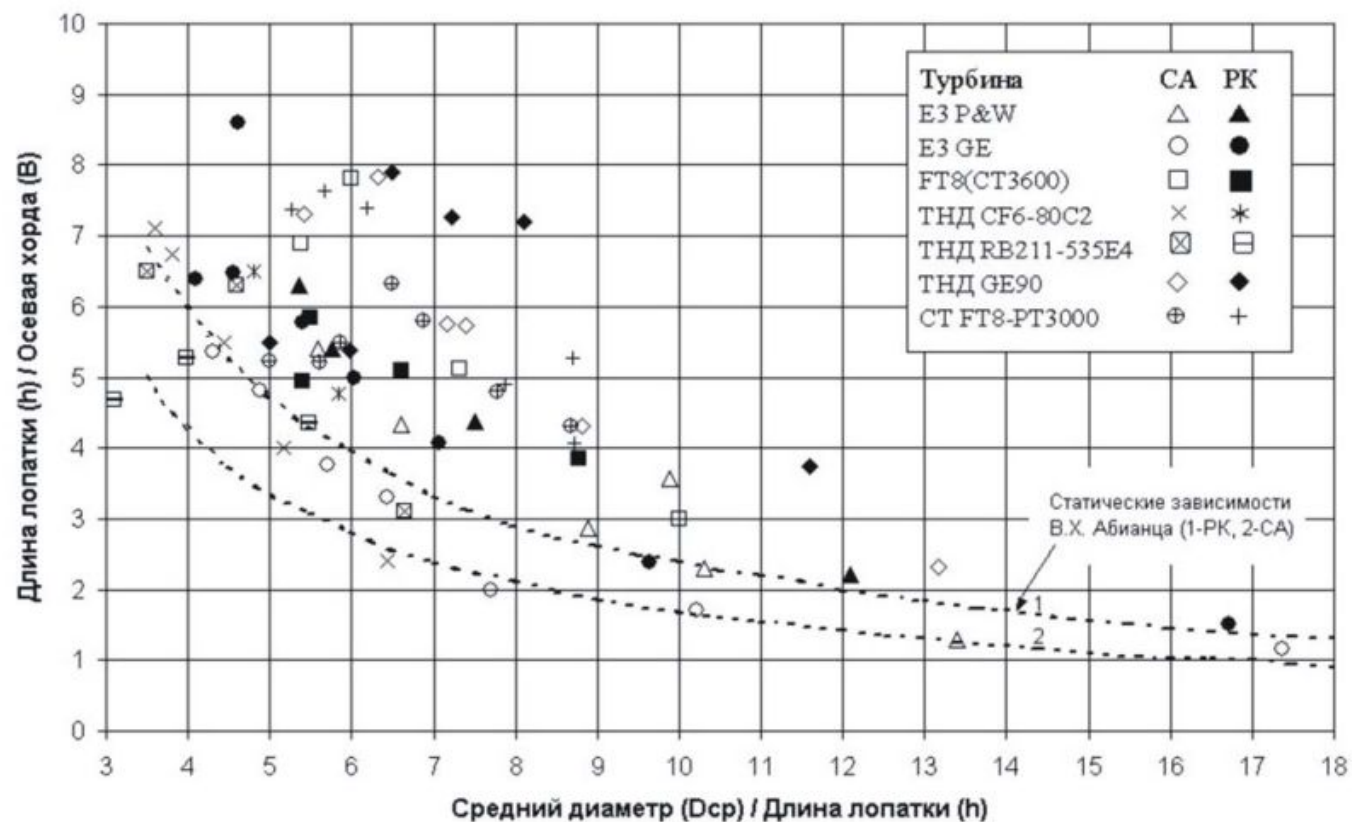
Турбины

Выбор осевых размеров сводится к выбору удлинения лопаток (отношения длины лопатки по выходной кромке к средней осевой хорде) и осевых зазоров между лопаточными венцами.

Увеличенное удлинение способствует уменьшению уровня вторичных потерь (удлинение менее 1.5 приводит к особенно сильному возрастанию потерь) и уменьшению массы лопаток. Поэтому для авиационных ТНД, для которых вопросы снижения массы особенно остры, характерны повышенные значения удлинений. Увеличение удлинения за счет осевой хорды увеличивает аэродинамическую нагрузку лопаток, характеризуемую коэффициентом Цвайфеля (коэффициент Цвайфеля определяет уровень аэродинамической нагрузки на площадь осевой проекции лопатки в проточной части) и ухудшает прочностные характеристики лопаток – особенно стойкость к вибрационным нагрузкам.

Для ориентировочного выбора удлинений лопаток неохлаждаемых турбин (ТНД и СТ) можно использовать данный график, на котором приведены данные по ряду современных турбин.

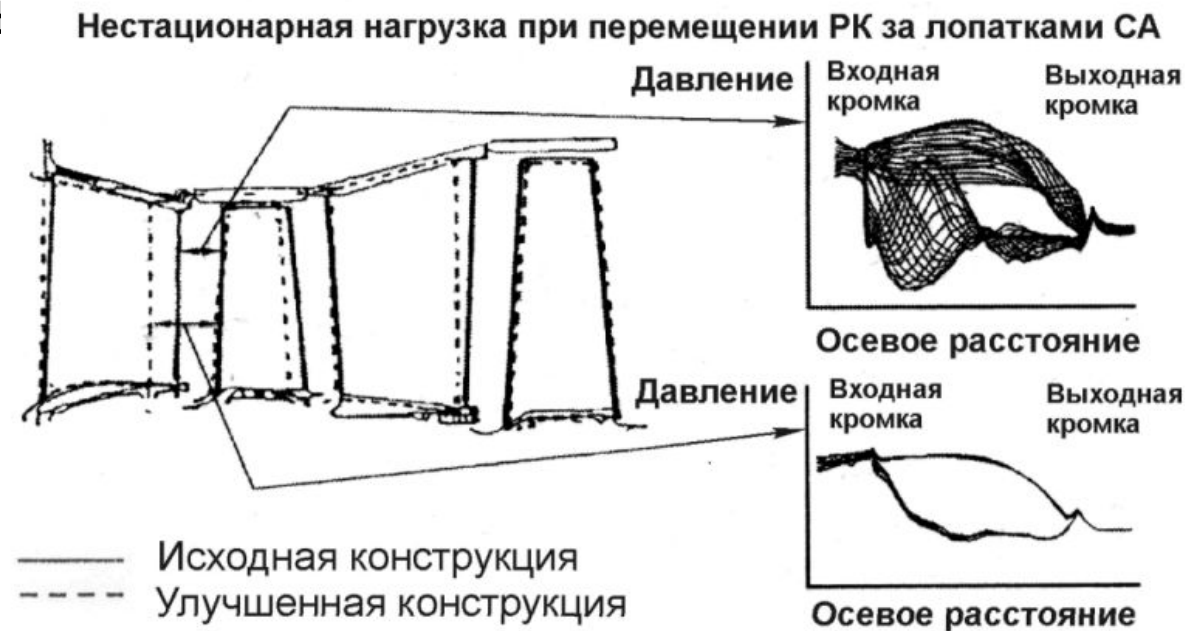
На рисунке видно, что какая-либо систематизация приведенных статистических данных затруднена и корреляция с приведенными зависимостями В.Х. Абианца весьма условна. В качестве первого приближения лучше использовать данные прототипа.



Технология одномерного проектирования

Выбор осевого зазора производится с учетом: турбины

- необходимости выравнивания потока между решетками (для минимизации колебаний статического давления на профиле последующей решетки из-за следов предыдущей) – с этой точки зрения зазор необходимо увеличивать;
- минимального уровня дополнительных потерь полного давления в увеличенном осевом зазоре и выравнивании потока (с этой точки зрения целесообразен минимальный зазор).



Здесь показано влияние перепроектирования проточной части двухступенчатой ТВД с увеличением осевого зазора между сопловой и рабочей лопатками. Увеличение зазора позволило существенно уменьшить колебания статического давления (и скорости) на профиле рабочей лопатки с увеличением аэродинамической эффективности турбины примерно на 0.3%.

Необходимая для выравнивания величина зазора зависит от уровня скорости потока за предыдущей решеткой - с увеличением скорости она увеличивается. Для трансзвуковых скоростей можно ориентироваться на оптимальную величину зазора до 65% от величины осевой хорды предыдущей решетки, а для дозвуковых скоростей ТНД/СТ 40%. Здесь тоже можно порекомендовать использовать данные о прототипе или проточную часть одной из известных турбин.

Технология одномерного проектирования

турбины

При выборе углов наклона проточной части надо учитывать отрицательное влияние больших (свыше 15 градусов) значений этих углов на аэродинамическую эффективность лопаточного венца, особенно по наружному диаметру. При этом уменьшается местная конфузурность (отношение площади на входе к площади на выходе) венца на периферии проточной части и возникает радиальная составляющая скорости потока, искажающая поле течения.

В турбинах ВД трансзвуковые скорости потока и относительно малая длина лопаток (приводящая к значительному влиянию периферийных областей проточной части) ограничивают применяемые углы наклона величиной 10...15 градусов на сторону и они редко превышают 20 градусов.

Максимальные углы раскрытия обычно имеют место в первых ступенях ТНД. Из данных открытой литературы можно отметить принятые при проектировании проточной части ТНД двигателя E GE ограничения по максимальному углу наклона проточной части в 25 градусов. Анализ существующих конструкций показывает, что обычно углы наклона проточной части турбины не превышают 30 градусов.

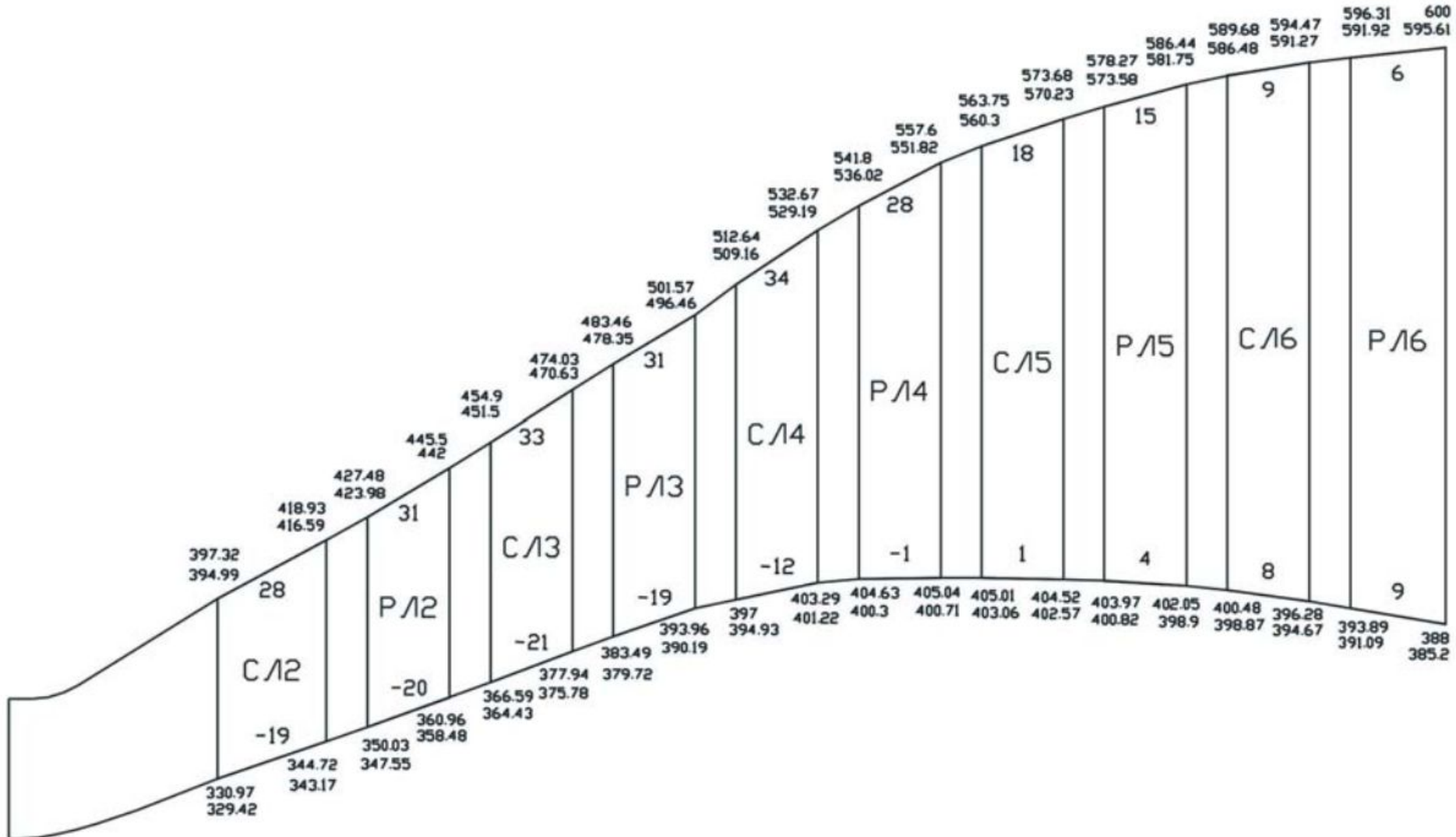
Выбор конфигурации проточной части над бесполочными рабочими лопатками имеет дополнительную особенность - практически во всех известных конструкциях корпус имеет цилиндрическую поверхность.

Постоянный диаметр проточной части позволяет исключить влияние взаимных осевых перемещений ротора и статора на радиальный зазор. При конической проточной части недостаточная точность определения осевых перемещений вносит неопределенность в величину радиального зазора в рабочем состоянии.

Технология одномерного проектирования

Турбины

По результатам предварительного анализа строится проточная часть турбины для использования при проектировании.



Проточная часть многоступенчатой турбины. Размеры указаны в виде диаметров (верхний – в горячем состоянии, нижний – в холодном состоянии)

Технология одномерного проектирования

Турбины

В ходе проектирования необходимо прорабатывать возможность сохранения максимального количества деталей турбины-прототипа (если она есть), особенно дисков и корпусов, а также входных и выходных устройств (таких как переходные каналы на входе и задняя опора на выходе). Все эти соображения обеспечивают максимальную преемственность и минимальную себестоимость новой турбины, а в значительной степени – и уменьшение затрат на доводку.

Аэродинамическая оптимизация на среднем диаметре производится на основе следующих частных критериев проектирования, с помощью которых оптимизируются треугольники скоростей и обеспечивается минимальный уровень потерь энергии в лопаточных венцах:

- одинаковых углов поворота потока в лопаточных решетках;
- одинаковые скорости потока за лопаточными решетками турбины;
- оптимальное соотношение вторичных и профильных (кромочных) потерь за счет выбора числа лопаток;
- степень реактивности (термодинамическая) в корневых сечениях рабочих лопаток (при приближенной оценке) не должна быть ниже $0 \dots 0.1$; целесообразно выдерживать ее в диапазоне $0.4 \dots 0.6$, ориентируясь на общую эффективность турбины;
- угол потока на выходе из турбины желательно иметь близким к осевому, так как в противном случае может быть необходим спрямляющий аппарат.

Эти ограничения носят характер «мягких», так как на практике выполнение многих из них, особенно одновременно, является достаточно трудной или дорогостоящей задачей. Фактически все реальные конструкции представляют собой компромисс, при котором часть указанных выше ограничений выполняется за счет смягчения или отказа от других.

Технология одномерного проектирования

Турбины

Количество лопаток выбирается из условия обеспечения близкой к максимальной аэродинамической нагрузки венцов по числу (коэффициенту) Цвайфеля [8.8] за счет варьирования числа и осевой хорды лопаток.

Увеличение коэффициента Цвайфеля выше оптимального значения (около 0,8) вызвано желанием уменьшить количество лопаток – уменьшить стоимость турбины.

Увеличение числа Цвайфеля выше 0,8 (при сохранении уровня проектирования 2D-аэродинамики решеток) приводит к монотонному увеличению потерь. И это неоднократно показано экспериментально. Однако современные методы оптимизации аэродинамики профилей в 2D-постановке позволяют минимизировать количество лопаток при сохранении или приемлемом увеличении уровня потерь. Поэтому окончательно количество лопаток выбирается и оптимизируется в 2D/3D-постановке. При проектировании на среднем диаметре целесообразно выбрать количество лопаток, исходя из числа Цвайфеля на уровне 0.9.

На более поздних стадиях проектирования для вычисления массы используются геометрические пространственные модели лопаток, дисков и корпусов. Однако возможности управления массой на этих стадиях достаточно ограничены.

На основе спроектированной одномерной аэродинамики проточной части и предварительного распределения параметров по длине лопаток строится одномерная модель теплового состояния и газовых нагрузок. Эта модель построена на предыдущем опыте экспериментального исследования теплового состояния турбин, проектных традициях и накопленной базе экспериментальных и литературных данных. Полученные средние температуры рабочих лопаток и дисков являются базовыми для:

- определения необходимых прочностных характеристик (площадей сечений и моментов инерции) проектируемых профилей лопаток
- из условия обеспечения необходимого часового и циклического ресурса, а также динамической прочности;
- проектирования замковых соединений.

Одномерное моделирование потерь в лопаточном венце

Коэффициенты потерь в турбинной решетке могут быть определены как отношение действительного приращения кинетической энергии в решетке к тому приращению, которое имело бы место при идеальном (изоэнтропическом) расширении потока до статического давления за решеткой (ζ) общепринятый в российской практике подход; или как потери полного давления, отнесенные к скоростному напору на выходе из решетки (Y) -

типичная зарубежная практика.

Использование того или иного коэффициента объясняется традициями, но существуют и теоретические исследования, доказывающие преимущества ζ при расчете турбин с трансзвуковым уровнем скоростей в решетках.

Приближенный пересчет может быть сделан по формуле $\zeta = 1/[1 + Y/(1 + k M^2/2)]$

где k - показатель адиабаты; M - число Маха.

Одномерные модели потерь базируются на эмпирических соотношениях, полученных при продувке плоских решеток профилей и испытаниях турбинных ступеней. Моделей такого типа опубликовано достаточно много, но фактически лишь две (из опубликованных в открытой литературе) нашли систематическое применение. Это модели Кэкера-Окапу (модель Эйнли-Метьюсона с модернизациями Дангема-Кэйма и Кэкера-Окапу) и Мухтарова-Кричакина.

Одномерное моделирование потерь в лопаточном венце

Модель Мухтарова-Кричакина впервые опубликована в 1969 г. В ней использованы результаты экспериментальных исследований турбинных решеток в ЦИАМ. Результаты продувок плоских решеток в широком диапазоне скоростей и углов атаки обобщены в виде эмпирических зависимостей для профильных и вторичных потерь в зависимости от геометрических параметров решетки и режимных параметров потока. Модель является полной и может быть использована как для проектировочного, так и для поверочного расчетов (расчета параметров турбины на нерасчетном режиме). В поверочном расчете дополнительно необходимы зависимости для потерь в решетке с изменением угла атаки на входе и приведенной скорости на выходе.

К недостаткам модели Мухтарова можно отнести отсутствие прямого учета влияния конфузурности решетки на профильные и вторичные потери. Главным недостатком является то, что она представляет собой в чистом виде решеточную модель, не использующую каких-либо корректировок по результатам испытания модельных или натуральных турбин.

Модель Кэкера-Окапу (Kacker-Okaçu) представляет собой результат достаточно долгой эволюции метода Эйнли-Метьюсона (Ainley-Mathieson), опубликованного еще в 1951 г. Этот метод тоже основан на определении потерь по результатам продувки плоских решеток, но при модификациях этого метода использовались результаты испытаний модельных и натуральных ступеней (в модификации Дангема-Кэйма (Dunham-Came) - 25 турбин; в модификации Кэкера-Окапу - 34 турбины). Кэкер и Окапу прямо использовали согласование результатов расчета к.п.д. и результатов испытаний турбин для увязки коэффициентов пропорциональности в формуле для вторичных потерь. Таким образом, их модель лишена упомянутых выше недостатков модели Мухтарова, но диапазон ее использования ограничен, так как в ней отсутствуют зависимости для потерь с углом атаки и скорости за решеткой.

Идентификация модели Мухтарова по результатам испытаний конкретных турбин показала, что она в большинстве случаев обеспечивает приемлемую точность аналитического определения характеристик турбин – особенно турбин низкого давления и силовых турбин (т.е. турбин с относительно низкой степенью расширения в одной ступени). В частности, моделирование характеристик ТНД ЕЗ GE показало более чем удовлетворительные результаты по приведенному расходу через турбину и хорошее совпадение изменения к.п.д. (за исключением крайне малых степеней расширения).

К целесообразным модификациям модели Мухтарова можно отнести:

- использование расчета влияния угла атаки по методу работы (Pratt&Whitney Canada);
- разделение потерь в каждой решетке на два вида потерь – потери до горлового сечения (используемые для расчета приведенного расхода газа через решетку) и суммарные потери - для расчета к.п.д.