

Министерство образования и науки Российской Федерации

**Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого»**

К.Л. Лапшин

**КОМПЬЮТЕРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ
ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Санкт-Петербург

2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные обозначения.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	7
1. МЕТОДЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН.....	12
1.1. Исходная система уравнений газовой динамики.....	12
1.2. Проектировочные расчёты проточной части.....	15
1.2.1. Одномерная модель	15
1.2.2. Квазидвухмерная модель.....	21
1.2.3. Двухмерная модель течения.....	31
1.2.4. Иллюстрация важности учёта радиальных скоростей при проектировании турбинных ступеней.....	33
1.3. Проверочные расчёты проточной части.....	36
1.3.1. Одномерная модель.....	36
1.3.2. Двухмерная модель.....	36
1.4. Дополнительная мощность турбины за счёт установки диффузора за последней ступенью.....	37
2. ОСНОВНЫЕ ПОТЕРИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН.....	43
2.1. Профильные потери.....	47
2.2. Вторичные потери.....	56
2.3. Потери у периферии рабочего колеса без бандажа.....	61
2.4. Потери у периферии рабочего колеса с бандажом.....	63
2.5. Потери в турбинной ступени от протечек через диафрагменное уплотнение.....	68
2.5.1. Влияние диафрагменных протечек на характеристики ступени	68
2.5.2. Влияние протечек через открытый корневой зазор на потери в ступени	78
2.5.3. К выбору коэффициентов расхода через корневое уплотнение и разгрузочные отверстия рабочего колеса.....	82
2.5.4. Конструктивные мероприятия, снижающие вредное влияние диафрагменной протечки.....	85
2.6. Влияние протечек через корневой зазор перед НЛ на потери в ступени.....	88
2.7. Влияние углов входа на потери в лопаточных венцах осевой турбинной ступени.....	93

2.8. Расчёт характеристик турбин на переменных режимах как средство проверки достоверности и качества математических моделей.....	100
3. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН	105
3.1. Состояние вопроса	105
3.2. Постановка задачи оптимизации проточной части турбины....	106
3.3. Паровые турбины	114
3.3.1. Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы.....	114
3.3.2. Оптимальное проектирование проточной части цилиндра высокого давления при модернизации паровой турбины Т-100-130.....	127
3.3.3. Оптимизация ЦНД паровых турбин с использованием унифицированных лопаточных венцов.....	136
3.3.4. Многорежимная оптимизация проточной части ЦНД паровых турбин.....	138
3.3.5. Оптимизация проточной части многоступенчатой паровой турбины в целом.....	144
3.3.6. Двухмерный проверочный газодинамический расчёт ЦНД паровой турбины за счёт применения методов компьютерной оптимизации.....	147
3.3.7. Применение «интегральных» сопловых лопаток с целью повышения КПД ЦНД паровых турбин.....	153
3.4. Газовые турбины.....	159
3.4.1. Высоконагруженные первые ступени.....	159
3.4.2. Многорежимная оптимизация турбины низкого давления винтовентиляторного двигателя.....	165
3.4.3. Особенности компьютерной оптимизации проточных частей газовых турбин со скольжением роторов.....	170
3.4.4. Многорежимная оптимизация биротативной газовой турбины турбовального двигателя.....	175
3.5. Оптимизация турбин с учётом окружной неравномерности параметров потока.....	183
Указатель литературы.....	191

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Геометрия проточной части

ω – угловая частота вращения ротора;

z, r, u – оси координат, соответствующие направлениям оси турбины z , радиуса r и окружной скорости $u = \omega r$;

d – диаметр;

l – длина лопатки вдоль радиуса;

b – хорда профиля;

B – ширина лопатки вдоль оси z ;

t – шаг решетки профилей;

a – горло решетки профилей;

$\alpha_{0л}, \alpha_{1л}$ – входной и выходной лопаточные углы направляющих лопаток, определяемые как углы между положительным направлением оси u и касательной к средней линии профиля;

$\beta_{1л}, \beta_{2л}$ – входной и выходной лопаточные углы рабочих лопаток, определяемые как углы между положительным направлением оси u и касательной к средней линии профиля;

δ – зазоры;

Δ – перекрыши;

F – площади.

Кинематика потока

c, w, u – абсолютная, относительная и переносная (окружная) скорости;

C_0, C_0^* – условные скорости, вычисляемые по перепадам энтальпии H_0, H_0^* (рис. 1.3);

$a_з$ – скорость распространения звука;

$a_к$ – критическая скорость;

M – число Маха, равное отношению скорости потока к местной скорости звука;

λ – безразмерная скорость, равная отношению скорости потока к критической скорости;

$n_в$ – частота вращения ротора;

α, β – углы между положительным направлением оси u и проекциями векторов абсолютной и относительной скоростей в плоскости $z-u$;

γ – угол между положительным направлением оси z и проекцией вектора абсолютной скорости на плоскость $r-z$;

i – угол атаки.

Примечания. Индексами 0, 1, 2 отмечаются все величины, относящиеся, соответственно, к сечению перед ступенью, перед рабочим колесом и за ним. Проекции скоростей на оси u , z и r отмечаются соответствующими подстрочными индексами. Параметры в корневом сечении отмечаются одним штрихом, в периферийном – двумя штрихами, в среднем – индексом «с». Углы α и β в некоторых случаях отсчитываются от направления, обратного оси u ; в этом случае они отмечаются звездочкой: α^* , β^* . Теоретические скорости в изоэнтропийных процессах отмечаются подстрочным индексом: « t ».

Параметры рабочего тела

h – энтальпия;

p – давление;

T – абсолютная температура;

ρ – плотность;

s – энтропия;

c_p – теплоемкость при постоянном давлении;

c_v – теплоемкость при постоянном объеме;

R – газовая постоянная;

k – показатель изоэнтропы.

Перепады энтальпий, расход, мощность, момент

$H_0 = h_0^* - h_{2tt}$ – изоэнтропийный перепад энтальпий от полных параметров перед турбинной ступенью до давления за ней (рис.1.3);

$H_0^* = h_0^* - h_{2tt}^*$ – изоэнтропийный перепад энтальпий от полных параметров перед турбинной ступенью до давления торможения за ней (рис.1.3);

$H_1^* = h_0^* - h_{1t}$ – изоэнтропийный перепад энтальпий в направляющем аппарате турбинной ступени, отсчитываемый от полных параметров до давления за ним (рис.1.3);

$H_2^* = h_{w2}^* - h_{2t}$ – изоэнтропийный перепад энтальпий в рабочем колесе турбинной ступени, отсчитываемый от полных параметров в относительном движении до давления за ним (рис.1.3);

$H_{2t} = h_{1t} - h_{2tt}$ – изоэнтропийный перепад энтальпий в рабочем колесе турбинной ступени в процессе без потерь (рис.1.3);

$\Delta H_1, \Delta H_2$ – потери кинетической энергии в направляющем аппарате и

рабочем колесе турбинной ступени (рис.1.3);
 ζ_1, ζ_2 – коэффициенты потерь в направляющем аппарате и рабочем колесе турбинной ступени;
 φ, ψ – коэффициенты скорости в направляющем аппарате и рабочем колесе турбинной ступени;
 χ_1, χ_2 – коэффициенты неизоэнтропийности;
 η, η^* – внутренние коэффициенты полезного действия с учетом и без учета потери с выходной скоростью;
 G – массовый расход рабочего тела;
 M – вращающий момент;
 N_e – внутренняя мощность.

Сокращения

КПД – коэффициент полезного действия;
НА – направляющий аппарат;
НЛ – направляющие лопатки;
ТННЛ – тангенциальный наклон направляющих лопаток;
РК – рабочее колесо;
РЛ – рабочие лопатки;
ТЭС – тепловая электростанция;
АЭС – атомная электростанция;
ГТУ – газотурбинная установка;
ПТУ – паротурбинная установка;
ПТ – паровая турбина;
ГТ – газовая турбина;
ЛПИ – Ленинградский политехнический институт;
МЭИ – Московский энергетический институт;
ХПИ – Харьковский политехнический институт;
ЦКТИ – Центральный котлотурбинный институт;
ЛКИ – Ленинградский кораблестроительный институт;
КАИ – Казанский авиационный институт;
ЦИАМ – Центральный институт авиационного моторостроения;
ЛМЗ – Ленинградский металлический завод;
ТМЗ – Турбомоторный завод;
ПК – персональный компьютер;
п. – параграф монографии.

ВВЕДЕНИЕ

Как в настоящее время, так и в обозримом будущем осевые тепловые (паровые и газовые) турбины следует рассматривать в качестве основных двигателей в энергетике. Широкое применение газовые турбины имеют также на транспорте, особенно в авиации, и в газоперекачивающей промышленности. Повышение КПД отечественных паровых и газовых турбин и снижение стоимости их изготовления имеет огромное значение для их конкурентоспособности в условиях рыночной экономики.

Проточные части современных осевых тепловых турбин достигли высокой степени аэродинамического совершенства. Уровень КПД многоступенчатых турбин обычно достигает значений $\eta^* > 0,9$. Вместе с тем огромные мощности современных турбин и длительные сроки их эксплуатации вынуждают искать даже десятые доли процента их КПД, так как за счет уменьшения расхода топлива в случае успешного поиска может быть получен значительный положительный экономический эффект. Обнаружить скрытые резервы повышения КПД осевых тепловых турбин можно за счет использования на этапе их проектирования методов целенаправленного поиска оптимального варианта – методов компьютерной оптимизации.

Для постановки и решения задачи компьютерной оптимизации, прежде всего, необходимо разработать математическую модель изучаемого объекта. Математическая модель включает в себя совокупность уравнений, формул, неравенств и логических условий, которая однозначно связывает параметры и функцию цели объекта с варьируемыми переменными. За основу математической модели многоступенчатой осевой тепловой турбины обычно принимается методика проектировочного газодинамического расчета ее проточной части.

Традиционные методики проектировочного газодинамического расчета проточной части турбинной ступени разработаны для ручного счета еще А.Стодолой [86,102], но они непригодны для использования в составе математической модели задачи компьютерной оптимизации тепловой турбины. Подчеркнем, что в монографии речь идёт именно о многоступенчатых турбинах, так как теория оптимизации одиночных турбинных ступеней развита с необходимой полнотой. Вместе с тем доказано [49], что оптимизация каждой ступени отдельно не обеспечивает

выбора оптимального варианта многоступенчатой турбины в целом. Кроме того, при проектировании и модернизации проточных частей осевых турбин требования высокой экономичности должны рассматриваться совместно с требованиями технологичности в производстве и надежности в эксплуатации. Сочетанию этих, иногда противоречивых требований, на практике пытаются удовлетворить, используя идеи моделирования и унификации проточных частей турбин. Однако при современном высоком уровне производства моделирование и унификация лопаточного аппарата не являются самоцелью, а должны быть экономически оправданы. В этой связи при проектировании и модернизации осевых тепловых турбин проблемы компьютерной оптимизации, моделирования и унификации их проточных частей находятся в неразрывной связи и должны рассматриваться совместно.

Поэтому в главе 1 на основе преобразований исходной классической системы уравнений газовой динамики в форме Эйлера разработаны одномерная (1D) и двухмерная (2D) методики, позволяющие полностью формализовать проектировочный газодинамический расчет турбин в «твёрдых» и «жидких» меридианных обводах проточной части. «Жидкие» меридианные обводы предназначены для решения на ЭВМ комплексной проблемы компьютерной оптимизации, моделирования, модернизации и унификации проточных частей турбин. Эти методики представляют собой основу соответствующих математических моделей, реализуемых на ЭВМ. В главе 1 развита также методика определения дополнительной мощности турбины за счет применения диффузора за последней ступенью.

В ступенях средней и большой веерности при традиционных способах закрутки потока ($c_u r = const$, $\alpha_1 = const$) вследствие низкой у корня и высокой у периферии степени реактивности возникают значительные протечки рабочего тела через уплотнение диафрагмы и радиальный зазор у периферии рабочего колеса. В ступенях такого типа, работающих при больших перепадах энтальпий, возможно появление транс - и сверхзвуковых режимов течения у корня за направляющим аппаратом и у периферии за рабочим колесом, что увеличит там потери кинетической энергии. Профильная часть рабочих лопаток ступеней средней и большой веерности приобретает сложную пространственную форму, что создает технологические трудности, особенно при изготовлении охлаждаемых РЛ ступеней высокотемпературных газовых

турбин. Поэтому в главе 1 разработаны методы проектировочного газодинамического расчета турбинной ступени вдоль радиуса, позволяющие снижать градиент степени реактивности, обобщающие традиционные «законы закрутки» потока и удобные для реализации на ЭВМ.

Так как турбина проектируется на номинальном режиме, а эксплуатируется в широком диапазоне режимных параметров, то в главе 1 рассмотрены также методы (1D и 2D) проверочных газодинамических расчётов проточных частей турбин. Проверочные расчёты используются для оценки качества развитых математических моделей, а также в задачах многорежимной оптимизации проточных частей тепловых турбин.

Степень достоверности решения задачи компьютерной оптимизации и соответствие эксплуатационных характеристик турбины расчетным во многом зависят от совпадения истинных и принятых в расчетах потерь кинетической энергии в ее проточной части.

Потери в проточной части осевых тепловых турбин принято условно разделять на ряд составляющих. Наиболее полно изучены профильные потери, возникающие при обтекании решеток профилей плоским потоком. Теперь для оценки профильных потерь в решетках турбин могут быть использованы трехмерные (3D) модели течения вязкого газа. Состояние теории таково, что расчет профильных потерь для безотрывного обтекания профилей удовлетворительно подтверждается экспериментом на плоских решетках в статических условиях.

Вместе с тем натурные испытания турбин и исследования на вращающихся моделях показывают, что профильные потери в лопаточных венцах могут в 2 и более раз превосходить их значения, определенные для статических условий. В качестве причин, характерных для натуральных турбин и вызывающих отмеченное расхождение, можно назвать периодическую неравномерность, нестационарность и повышенный уровень турбулентности набегающего на решетки потока, влияние центробежных и кориолисовых сил инерции на течение в пограничном слое для РЛ, пространственные явления. Следует подчеркнуть, что в осесимметричной модели течения, которая наиболее развита и широко применяется в практике оптимального проектирования турбин, весь поток в лопаточных венцах и за ними считается охваченным профильными потерями. В этой связи очевидна важность правильного учета этих потерь. Такой учет особенно труден в задачах оптимизации на стадии

проектирования проточной части турбины, при минимуме информации о геометрических характеристиках лопаточных венцов. По-видимому, здесь уместно использовать полуэмпирические и эмпирические зависимости, полученные в натурном и близком к натурному эксперименте. В этой связи особую актуальность приобретают исследования основных потерь, выполненные на одно- и многоступенчатых воздушных турбинах.

Поэтому в главе 2 представлены результаты экспериментальных исследований: профильных потерь в широком диапазоне углов атаки; вторичных потерь; концевых потерь у периферии необандаженных рабочих лопаток; потерь от протечек у корня перед НЛ, через уплотнение диафрагмы и над бандажом РЛ как для ступеней обычного типа, так и со сниженным градиентом степени реактивности, полученные, в основном, на воздушных турбинах. На основе этих исследований сделаны полуэмпирические и эмпирические обобщения, которые составляют основу универсальной методики расчёта потерь в проточной части турбины. Эта методика, в свою очередь, представляет собой важнейший компонент математической модели компьютерной оптимизации проточной части осевой тепловой турбины. На основе этой методики разработаны также алгоритмы и компьютерные программы расчёта характеристик турбин в одномерной и двухмерной постановках задач.

В главе 3 сформулирована комплексная проблема компьютерной оптимизации проточных частей осевых тепловых турбин. Обоснован выбор целевой функции, разработан универсальный метод нелинейной оптимизации, представляющий собой комбинацию релаксационного метода и метода прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности в сочетании с уменьшающимся от цикла к циклу шагом варьирования независимых переменных. Рассмотрены способы учёта различных конструктивных, технологических и прочностных ограничений, необходимых при практическом решении задачи компьютерной оптимизации. Особое внимание уделяется многорежимной оптимизации проточных частей турбин, в том числе и в составе теплоэнергетических установок. В главе 3 обсуждаются также проблемы совместного решения задач оптимизации, моделирования, унификации и модернизации проточных частей осевых тепловых турбин. Рассмотрены результаты компьютерной оптимизации ЦНД паровой турбины с применением «интегральных» сопловых лопаток и газовых турбин, как

одновальных, так и со скольжением роторов, в том числе многорежимной оптимизации биротативной газовой турбины турбовального двигателя.

В главе 3 изложены также основы приближённой инженерной методики расчёта распространения вязких кромочных следов направляющих лопаток в проточной части осевой тепловой турбины. Расчёты с использованием этой методики открывают возможность оптимизации взаимного окружного расположения направляющих аппаратов рядом расположенных ступеней с целью повышения КПД тепловой турбины. Показано также, что возможна и целесообразна оптимизация первых ступеней газовых с учетом окружной неравномерности входных параметров газа.

В последнее время бурное развитие получили трёхмерные (3D) методики, использующие систему уравнений газовой динамики в форме Навье-Стокса. Уместно, однако, отметить, что 3D методики, в основном, предназначены для выполнения проверочных, а не проектировочных расчётов. А именно проектировочные расчёты составляют основу математических моделей компьютерной оптимизации проточных частей тепловых турбин. Сами 3D расчёты, особенно в нестационарной постановке, требуют значительных вычислительных ресурсов и больших затрат машинного времени, то есть, по-существу, являются штучными. По изложенным выше причинам 3D методики в этой монографии не используются.

Предлагаемая читателю монография, в основном, базируется на изданной автором ранее [49] и заметно развивает последнюю в области практических приложений. Так, по сравнению с [49], в п.1.4 изложены элементы одномерной теории течения газа в диффузоре за последней ступенью турбины, в п.3.3.8 изучена целесообразность применения «интегральных» сопловых лопаток в ЦНД мощных паровых турбин, в п.3.4.3 развит подход к оптимизации проточных частей газовых турбин со скольжением роторов, в п.3.4.4. рассмотрена многорежимная оптимизация биротативной газовой турбины турбовального двигателя, в п.3.5 выполнена оптимизация первой ступени газовой турбины с учетом окружной неравномерности параметров газа на входе. Разделы, посвященные в [49] 2D осесимметричным прямым задачам, изъяты из текста, как потерявшие актуальность в связи с доступностью более совершенных 3D методик проверочного газодинамического расчета потока в проточных частях турбин.

1. МЕТОДЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН

1.1. Исходная система уравнений газовой динамики

Течение установившегося осесимметричного потока сжимаемого газа в каналах между рабочими лопатками ступени турбины при приближенном учете вязкости описывается следующей системой осредненных основных уравнений в векторной форме [5, 26, 80, 85]:

1. Уравнение движения

$$(\bar{w} \cdot \nabla) \bar{w} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) + 2\bar{\omega} \times \bar{w} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \bar{F} + \bar{f}. \quad (1.1)$$

В этом уравнении вектор массовой силы \bar{F} моделирует силовое воздействие лопаточных венцов на поток, которое в действительности проявляется вследствие непроницаемости материала лопаток для рабочего тела. Принимается, что вектор \bar{F} ортогонален элементу поверхности тока, за которую в осесимметричной задаче будем принимать поверхность σ , образованную средними линиями профилей:

$$\bar{v} \times \bar{F} = 0, \quad (1.2)$$

где \bar{v} – нормаль к поверхности σ (рис. 1.1).

В уравнение (1.1), помимо нормальной массовой силы \bar{F} воздействия лопаток на поток, вводится также осредненная касательная сила трения \bar{f} , направленная против вектора скорости \bar{w} или \bar{c} (см. рис. 1.1). Тогда из определения поверхности тока σ следует:

$$\bar{v} \cdot \bar{f} = 0. \quad (1.3)$$

Предполагается, что мощность, развиваемая силой трения \bar{f} , эквивалентна количеству теплоты, выделяющейся в единицу времени вследствие диссипации механической энергии [5, 26, 80]:

$$\bar{f} = -\frac{T\bar{w}}{w^2} (\bar{w} \cdot \nabla \bar{s}). \quad (1.4)$$

2. Уравнение неразрывности

$$\nabla(\rho \kappa_c \bar{w}) = 0, \quad (1.5)$$

где $\kappa_c = 1 - y/t$ – коэффициент стеснения, y – толщина профиля в окружном направлении, t – шаг решетки (рис. 1.1). Коэффициент стеснения κ_c моделирует загромождение телами лопаток сечений для прохода газа.

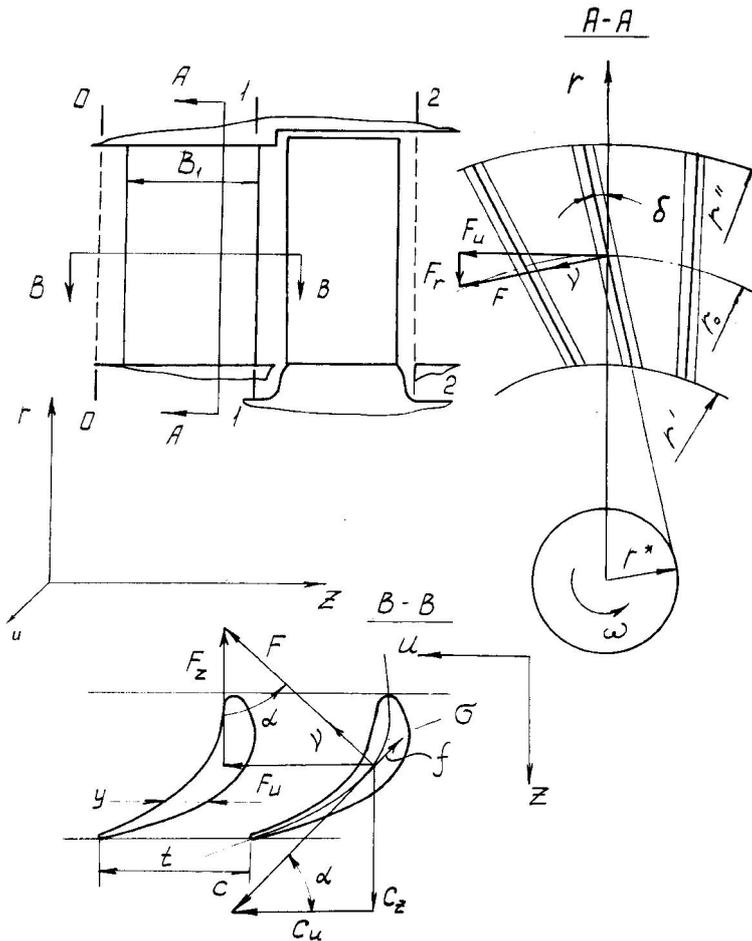


Рис. 1.1. Схема турбинной ступени с тангенциальным наклоном направляющих лопаток.

3. Термодинамическое тождество

$$Tds = dh - dp / \rho. \quad (1.6)$$

где для совершенного газа

$$h = c_p T. \quad (1.7)$$

4. Уравнение состояния совершенного газа

$$p = \rho RT. \quad (1.8)$$

Учет реальных свойств рабочего тела в рамках модели совершенного газа подробно рассмотрен в [80].

Для газодинамических расчётов осевых турбин уравнение (1.1) обычно представляется в скалярной форме в цилиндрической системе координат. Так как скорости в абсолютном, относительном и переносном движении связаны известным соотношением

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}, \quad (1.9)$$

из которого следует

$$w_r = c_r, \quad w_z = c_z, \quad w_u = c_u - u, \quad (1.10)$$

то в этом случае уравнения движения в проекциях на радиальное r и окружное u направления запишем так:

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + F_r + f_r, \quad (1.11)$$

$$\frac{c_r}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial r} + \frac{c_z}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial z} = F_u + f_u. \quad (1.12)$$

Вместо третьего уравнения движения в проекции на ось z привлечем интеграл уравнения энергии для адиабатных процессов на поверхности тока при движении через направляющие решетки

$$h^* = h + \frac{c^2}{2} = const. \quad (1.13)$$

и при движении через вращающиеся рабочие решетки

$$h_u^* = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = h^* - c_u u = const. \quad (1.14)$$

Так как вектор массовой силы \vec{F} ортогонален элементу поверхности лопатки σ (1.2), то

$$F_r = -F_u \operatorname{tg} \delta, \quad (1.15)$$

где δ (угол тангенциального наклона лопатки) считается положительным, если след от пересечения плоскости $z=const$ с лопаточной поверхностью σ повернут по отношению к радиусу по направлению вращения ротора (см. рис. 1.1).

Уравнение неразрывности (1.5) в связи с применением методов расчета, основанных на нахождении конфигурации поверхностей тока, удобно использовать в интегральной форме:

$$G(r) = 2\pi \int_{r'}^{r_\psi} \rho \kappa_c c_z r dr = const, \quad (1.16)$$

где $r_\psi = f(r_0, z)$ – искомый радиус поверхности тока, r_0 – начальное значение r_ψ .

Уравнения (1.6) и (1.8) в результате преобразований могут быть представлены уравнением для поверхности тока

$$(p / \rho^k) \cdot \chi^{k-1} = const, \quad (1.17)$$

где

$$\chi = \exp(-\Delta s / R) \quad (1.18)$$

– коэффициент неизоэнтропийности. Коэффициент неизоэнтропийности $\chi = \pi(\lambda) / \pi(\lambda\sqrt{1-\zeta})$, где $\pi(\lambda)$ - газодинамическая функция [1].

Составляющие f_r и f_u массовой силы трения \vec{f} в проекциях на радиальное и окружное направления, в соответствии с (1.3) и (1.4) и при отсутствии внешнего теплообмена, приобретают вид [5, 80]:

$$f_r = \frac{RT}{w^2} c_r \cdot \left(c_r \frac{\partial \ln \chi}{\partial r} + c_z \frac{\partial \ln \chi}{\partial z} \right), \quad (1.19)$$

$$f_u = \frac{RT}{w^2} w_u \cdot \left(c_r \frac{\partial \ln \chi}{\partial r} + c_z \frac{\partial \ln \chi}{\partial z} \right). \quad (1.20)$$

В проектировочных газодинамических расчетах турбин без большой погрешности можно принять $f_r = f_u = 0$ [85].

Уравнения (1.9) – (1.20) используются далее для решения обратных и прямых задач (проектировочных и проверочных газодинамических расчётов проточных частей паровых и газовых турбин) в одномерной, квазидвухмерной и двухмерной постановках.

1.2. Проектировочные расчёты проточной части

1.2.1. Одномерная модель

«Поразительные успехи паротурбостроения, достигнутые в первой половине нашего века, базировались, в основном, на одномерной теории турбин, сочетаемой с экспериментальными данными. И в настоящее время развитие турбиностроения во многом обязано простым и ясным положениям одномерной теории. Одномерная теория турбомашин имеет самостоятельное значение, независимо от развития более точных расчетов, основанных на двухмерной теории решеток и на изучении пространственного потока в турбомашине» [35].

«В одномерной теории предполагается, что поток равномерен по окружностям перед решетками профилей и за ними. Из этого следует, что поток осесимметричен» [35]. «Все газо- и термодинамические величины потока в проточной части турбомшины рассматриваются как функция только одной, вообще говоря, криволинейной координаты» [35]. «Связь между углами выхода потока и геометрическими размерами решеток устанавливается эмпирически. Потери энергии учитываются опытными коэффициентами» [35].

Рассмотрим стационарное одномерное адиабатное течение совершенного газа в проточной части многоступенчатой осевой тепловой турбины. Выберем для каждой ступени расчетные сечения 0-0, 1-1 и 2-2 (рис.1) на входе и выходе из лопаточных венцов. В проектировочных расчетах многоступенчатых турбин параметры, скорости и углы потока в сечении 0-0 перед ступенью обычно принимаются равными их значениям в сечении 2-2 предыдущей ступени. Если же межступенчатые зазоры имеют значительную протяженность, то изменение параметров, скоростей и углов потока в них при переходе от сечения 2-2 к сечению 0-0 можно учесть дополнительно.

Запишем систему уравнений, описывающую поток на средних диаметрах турбинной ступени, с учетом принятых допущений.

Уравнения неразрывности:

$$G = \rho_1 \cdot c_1 \cdot \cos \gamma_{c_1} \cdot \sin \alpha_1 \cdot F_1, \quad (1.21)$$

$$G = \rho_2 \cdot c_2 \cdot \cos \gamma_{c_2} \cdot \sin \alpha_2 \cdot F_2, \quad (1.22)$$

где G - массовый расход, ρ_1, ρ_2 - плотности, c_1, c_2 - скорости, $\gamma_{c_1}, \gamma_{c_2}, \alpha_1, \alpha_2$ - углы потока (рис.1.2), F_1, F_2 - аксиальные площади в сечениях 1-1 и 2-2.

Уравнения энергии:

$$h_0^* = h_1^*, \quad (1.23)$$

$$h_1^* = h_2^* + H_u, \quad (1.24)$$

где h_0^*, h_1^* и h_2^* - энтальпии торможения газа в сечениях 0-0, 1-1, и 2-2;

H_u - удельная мощность, определяемая по формуле Эйлера [35]:

$$H_u = c_1 \cdot \cos \gamma_{c_1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot u_1 - c_2 \cdot \cos \gamma_{c_2} \cdot \cos \alpha_2 \cdot u_2, \quad (1.25)$$

где u_1, u_2 - переносные скорости в сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 1.2).

Уравнения процесса:

$$p_1^* = p_0^* \cdot \chi_1, \quad (1.26)$$

$$p_2^* = p_1^* \cdot \chi_2 \cdot \left(h_2^* / h_1^* \right)^{k/(k-1)}, \quad (1.27)$$

где p_1^*, p_2^* - давления торможения, χ_1, χ_2 - коэффициенты неизоэнтропийности [35], k - показатель изоэнтропы расширения газа.

В систему уравнений (1.21)...(1.27) входит 21 основная величина: $G, c_1, \gamma_{c_1}, \alpha_1, F_1, c_2, \gamma_{c_2}, \alpha_2, F_2, H_u, u_1, u_2, h_0^*, h_1^*, h_2^*, p_0^*, p_1^*, p_2^*, \chi_1, \chi_2, k$. Плотности ρ_1 и ρ_2 определяются через основные величины с помощью дополнительных уравнений. Для проектировочного расчета турбинной ступени $G, p_0^*, h_0^*, \gamma_{c_1}, \gamma_{c_2}, \chi_1, \chi_2$ и k обычно полагаются известными. Остаются 13

неизвестных на 7 уравнений, поэтому система (1.21)...(1.27) имеет для каждого конкретного случая бесчисленное множество решений.

Традиционные методики проектировочного газодинамического расчета ступени осевой тепловой турбины в своей основе содержат разработки, выполненные еще А.Стодолой [86,102]. Теперь обычно для расчета ступени в группе задают изоэнтропийный перепад энтальпий H_0 (рис.1.3), термодинамическую степень реактивности ρ_T (1.42), средние диаметры d_1, d_2 и высоты l_1, l_2 лопаточных венцов. С помощью 6 дополнительно заданных величин система уравнений (1.21)...(1.27) становится замкнутой и задача проектировочного газодинамического расчёта ступени турбины в «твёрдых», то есть известных, меридианных обводах проточной части приобретает решение.

Сразу есть смысл отметить, что для традиционных методик начальный этап проектирования многоступенчатой турбины не формализован и поэтому приходится, опираясь на общие рекомендации по распределению располагаемых перепадов энтальпий между ступенями, выбрать количество ступеней, а затем, вычислив приближённо диаметры и высоты лопаток первой и последней ступеней, ориентировочно задать длину и плавными кривыми наметить меридианные обводы проточной части. А далее стандартный проектировочный газодинамический расчёт турбины ведётся в далёких от совершенства и обычно требующих последующей коррекции «твёрдых» меридианных обводах проточной части [1,24,96 и др.]. По существу, на основе газодинамического расчета отдельной ступени проектируется вся многоступенчатая турбина, а общее аналитическое решение этой задачи отсутствует.

Наиболее существенный недостаток традиционных методик заключается в том, что эти методики разработаны для ручного счета и поэтому неудобны для использования в компьютерном счете при поиске оптимального варианта проточной части турбины. Задаваемые произвольно для каждой ступени перепады энтальпий H_0 и степени реактивности ρ_T не являются независимыми переменными. Поэтому для традиционных методик затруднено применение методов компьютерной оптимизации. Впрочем, ниже будет показано (см. п. 3.3.2), что замена переменных H_0 и ρ_T на давления в потоке p_1 и p_2 перед и за лопаточными венцами, которые представляют собой независимые переменные, открывает возможность применения методов компьютерной оптимизации

для тепловой турбины и в «твёрдых» меридианных обводах проточной части.

Следующий недостаток традиционных методик - неудобство, которое испытывает проектировщик при решении задач моделирования и унификации лопаточных венцов проектируемых турбин с действующими турбинами. Как известно, конфигурация направляющих и рабочих лопаток тесно связана с углами $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ потока. Для строгого кинематического моделирования, которое дает возможность использовать модельные и унифицированные ступени, в натуре и в модели следует обеспечить равенство углов потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ и отношения u_1 / u_2 . В этом случае, очевидно, треугольники скоростей (рис.1.2) в натурной и модельной ступенях будут подобными. Добиться совпадения всех указанных величин для натурной и модельной ступеней при использовании традиционных методик довольно сложно. Поэтому в некоторых из них ограничиваются лишь равенством углов потока α_1, β_2 и отношения u_1 / u_2 для натурной и модели, допуская несовпадение лопаточных и поточных углов $\alpha_{0л}$ и $\alpha_2, \beta_{1л}$ и β_1 , что приводит к появлению углов атаки и дополнительных потерь кинетической энергии при обтекании направляющих и рабочих лопаток, и, в конечном счете, к снижению КПД турбинной ступени.

Рассмотрим основы принципиально новой методики проектировочного газодинамического расчета осевой тепловой турбины в «жидких», то есть не заданных, меридианных обводах проточной части, для которой удалось избежать недостатков, присущих традиционным методикам. Для того, чтобы получить решение системы уравнений (1.21)...(1.27), примем, что для каждой ступени турбины заданы углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ и окружные скорости u_1 и u_2 , то есть известны треугольники скоростей. Впервые подобный подход был предложен в статье [50]. Если углы потока можно задавать для каждой ступени в определенной степени произвольно, опираясь на выполненные ранее успешные прототипы, то значения скоростей u_1 и u_2 следует вычислять из основного замыкающего соотношения проточной части многоступенчатой турбины

$$N_T = \sum_{i=1}^n N_i, \quad (1.28)$$

где N_T - заданная мощность турбины, n - количество ступеней, N_i - мощность i - той ступени,

$$N_i = G_i \cdot H_{ui} . \quad (1.29)$$

Используя формулу Эйлера (1.25) и теорему синусов для косоугольных треугольников скоростей (рис.1.2), представим формулу (1.29) так:

$$N_i = G_i u_{2i}^2 \left(\frac{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 (d_1 / d_2)^2}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)} \right)_i . \quad (1.30)$$

Подставив (1.30) в (1.28), получим удобную для практического использования **ключевую** формулу для проточной части многоступенчатой турбины любого типа (паровой или газовой), все рабочие лопатки которой вращаются синхронно ($\omega = idem$):

$$u_{2n} = \sqrt{\frac{N_T}{G_i \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{G}{G_1} \left(\frac{d_2}{d_{2n}} \right)^2 \left[\frac{\left(d_1 / d_2 \right)^2}{1 - \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \beta_1} - \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \right] \right\}}_i} . \quad (1.31)$$

Формула (1.31) представляет собой стержневую основу аналитического решения задачи проектирования турбины в «жидких» меридианных обводах и распространяет известную формулу Эйлера (1.25), полученную для отдельной ступени, на проточную часть многоступенчатой турбины. В формуле (1.31) u_{2n} - окружная скорость РЛ последней ступени, G_1 - массовый расход рабочего тела на входе в первую ступень, G/G_1 - относительные расходы по ступеням, которые задаются предварительно, для паровой турбины, например, из расчета системы регенерации. Относительные диаметры d_1/d_2 и d_2/d_{2n} влияют на форму меридианных обводов проточной части и также должны быть заданы.

Таким образом, если для каждой ступени турбины известны углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2$ и отношения d_1/d_2 и d_2/d_{2n} , то из формулы (1.31) можно получить конкретное решение при проектировании проточной части многоступенчатой турбины. Вычислив из (1.31) u_{2n} , через заданные d_2/d_{2n} и d_1/d_2 находим окружные скорости u_1 и u_2 для каждой ступени. Затем при известных углах $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_{c_1}, \gamma_{c_2}$ потока определяются скорости c_1, c_2, w_1, w_2 (рис.1.2). Если на входе в турбину задать параметры торможения h_0^*, p_0^* , угловую частоту ω вращения ротора, а также физические свойства рабочего тела (κ и R), то, выполняя последовательный стандартный газодинамический расчет ступеней от первой к последней, можно определить диаметры d_1 и d_2 и высоты l_1 и l_2 лопаточных венцов. Таким

образом, задачу одномерного проектировочного расчета осевой тепловой турбины в «жидких» меридианных обводах проточной части следует признать решенной.

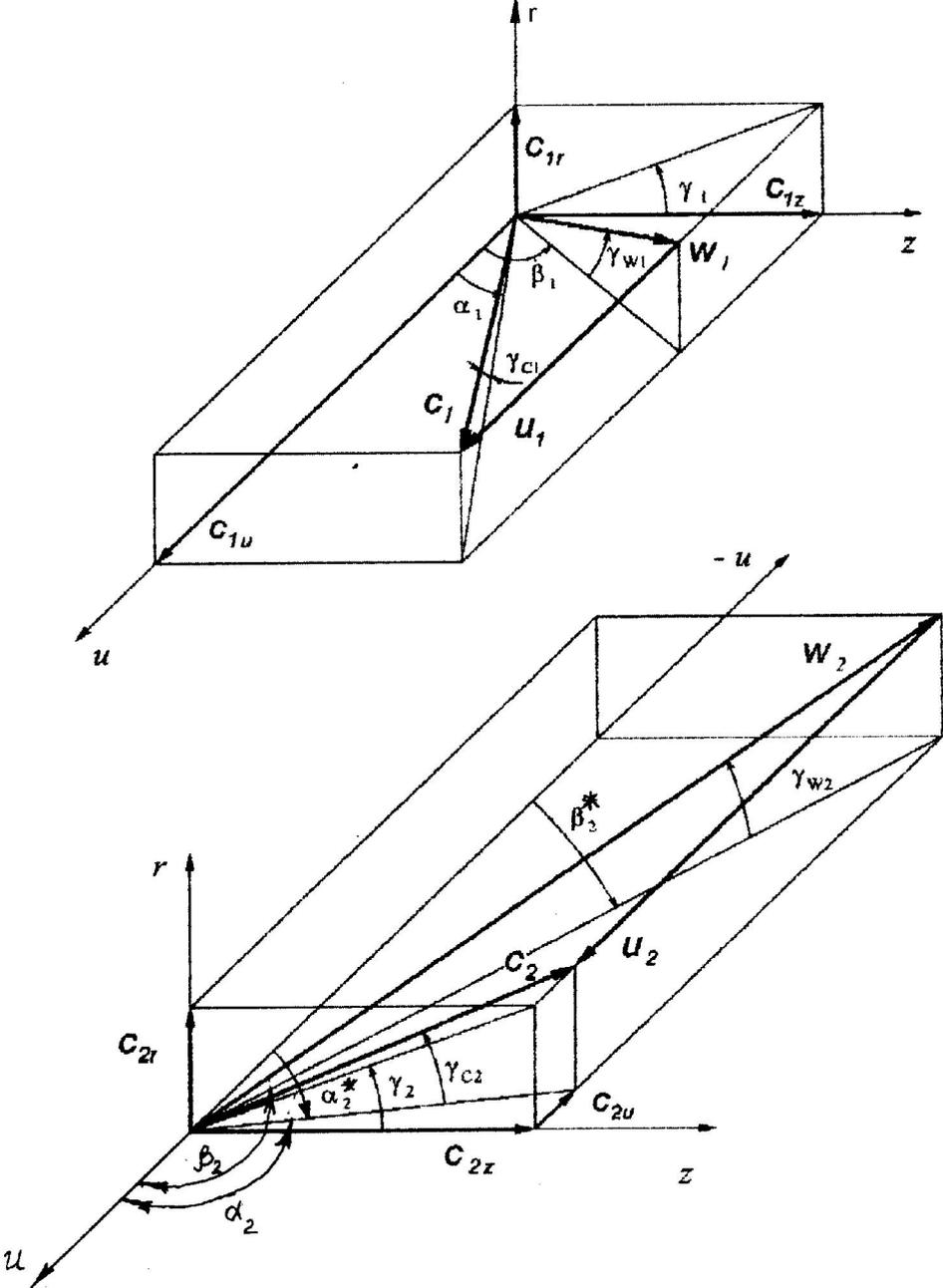


Рис.1.2. Пространственные треугольники скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 турбинной ступени.

Основное достоинство предложенной методики в сравнении с традиционными заключается в том, что проектировочный расчет проточной части осевой тепловой турбины даже на начальном этапе проектирования оказывается полностью формализованным и поэтому особенно удобным для реализации на ЭВМ. Задаваемые для каждой ступени углы потока $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1,$ и β_2 представляют собой независимые переменные, каждой из которых можно варьировать в широких пределах. Последнее обстоятельство чрезвычайно важно для корректной постановки и решения задачи компьютерной оптимизации проточной части осевой тепловой турбины.

С другой стороны, предлагаемая методика весьма удобна для решения задач модернизации и унификации лопаточных венцов проектируемых турбин с действующими турбинами. Если для всех ступеней проектируемой турбины задать те же значения $\alpha_2, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \gamma_{c_1}, \gamma_{c_2}, d_1/d_2$ и d_2/d_{2n} , что и в турбине - прототипе, то получим структуру потока в проточной части, кинематически подобную прототипу. Это открывает широкие перспективы для моделирования и унификации лопаточных венцов. Отметим также, что правомерна постановка и решение смешанных задач: оптимизации части ступеней (или даже венцов) при сохранении кинематического моделирования по остальным венцам турбины.

Таким образом, предлагаемая методика проектировочного газодинамического расчета в «жидких» меридианных обводах проточной части является универсальной и дает возможность рассматривать задачи моделирования и унификации лопаточных венцов как частный случай общей задачи оптимизации проточной части осевой тепловой турбины. Такой же подход к проектированию проточных частей развит автором и для многоступенчатых осевых компрессоров [47].

1.2.2. Квазидвухмерная модель

Предположим, что меридианные обводы проточной части представляют собой поверхности тока, а неизбежные подсосы, отсосы и вдув в основной поток пренебрежимо малы.

Так же, как и в одномерной, в квазидвухмерной постановке задачи расчетные сечения 0-0 перед НЛ, 1-1 перед РЛ и 2-2 за РЛ располагаем в межвенцовых зазорах проточной части. Рассматриваем стационарное

адиабатное течение совершенного газа. Радиальными скоростями и их производными в расчетных сечениях пренебрегаем, учитывая, однако, изменение радиусов струек тока при переходе от сечения к сечению. На входе в турбину давление P_0^* торможения, энтальпию h_0^* торможения и энтропию s_0 принимаем постоянными вдоль радиуса. Считаем, что при переходе от сечения к сечению по ходу рабочего тела энтропия любой струйки тока увеличивается на одинаковую величину Δs . Кроме того, при переходе через область рабочих лопаток принимаем, что каждая струйка развивает одинаковую удельную мощность H_u . Тогда в любом расчетном сечении энтальпию h^* и энтропию s можно считать постоянными, т. е. рассматривать вдоль радиуса изоэнтропийный поток рабочего тела.

Рассмотрим систему уравнений для квазидвухмерного потока в турбинной ступени с учетом принятых допущений. В любом расчетном сечении $z=const$ проточной части уравнения движения Эйлера (1.11) и (1.12) в проекции на ось r и направление u можно записать так:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + F_r, \quad (1.32)$$

$$c_z \frac{\partial c_u}{\partial z} = F_u. \quad (1.33)$$

В уравнениях (1.32) и (1.33) присутствуют проекции массовой силы F на ось r и направление u (рис. 1.1). В строгой постановке F_r и F_u следует учитывать лишь в тех сечениях $z=const$, которые расположены в области лопаточных венцов, в то время как расчетные сечения 0-0, 1-1 и 2-2 располагаются в зазорах проточной части. Иногда это затруднение формально обходят, располагая сечение 1-1 в области направляющих лопаток вблизи их выходных кромок [7]. Такой подход к приближенному учету влияния тангенциального наклона направляющих лопаток на этапе проектирования показал вполне удовлетворительные результаты как при сопоставлении с более точными расчетами, полученными в рамках 2D прямых осесимметричных задач, так и с опытами на модельных турбинных ступенях [7]. Учетом тангенциального наклона рабочих лопаток в проектировочных расчетах обычно пренебрегают, так как углы δ в области РЛ невелики по соображениям прочности, поэтому в сечениях 2-2 и 0-0 принимается условие $F_r = 0$.

Уравнение энергии для изоэнтропийного вдоль радиуса потока в расчетных сечениях можно использовать в следующем виде [35]:

$$\frac{dp}{\rho} + cdc = 0. \quad (1.34)$$

Так как в рамках принятых допущений $\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{dp}{dr}$, уравнения (1.32)-(1.34) с учетом $F_r = -F_u \operatorname{tg} \delta$ (см. рис. 1.1) преобразуются к следующему:

$$cdc = c_z \frac{\partial c_u}{\partial z} \operatorname{tg} \delta \cdot dr - \frac{c_u^2}{r} dr. \quad (1.35)$$

Дифференциальное уравнение (1.35) можно использовать в любом сечении $z = \text{const}$, присоединив к нему уравнение неразрывности. Как и в одномерных расчетах, примем, что параметры и углы потока в сечении 0-0 в большинстве случаев равны соответствующим значениям в сечении 2-2 предыдущей ступени и необходимость их корректировки возникает лишь при больших межступенчатых осевых зазорах.

Проектировочный расчет в сечении 1-1

За направляющими лопатками турбинной ступени, в сечении 1-1, частную производную $\frac{\partial c_u}{\partial z}$ приближенно определим с помощью разностей, взятых назад, пренебрегая закруткой потока на входе в ступень:

$$\frac{\partial c_u}{\partial z} \approx \frac{\Delta c_u}{\Delta z} \approx \frac{c_{1u}}{B_1}.$$

где B_1 - ширина НЛ в меридианной плоскости. Выразив также скорости c_{1z} и c_{1u} через c_1 и угол α_1 , представим (1.35) в следующем виде:

$$dc_1 / c_1 = \frac{\sin 2\alpha_1}{2B_1} \operatorname{tg} \delta \cdot dr - \cos^2 \alpha_1 \cdot \frac{dr}{r}. \quad (1.36)$$

В общем случае $\alpha_1 = \alpha_1(r)$, $\delta = \delta(r)$, $B_1 = B_1(r)$. Тогда решение уравнения (1.36) запишем так:

$$c_1 = c_1' \exp \left[\int_{r'}^r \left(\frac{\sin 2\alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \delta}{2B_1} - \frac{\cos^2 \alpha_1}{r} \right) dr \right]. \quad (1.37)$$

В уравнении (1.37) c_1' - скорость потока на корневом r' радиусе ступени, которая может быть получена в результате одномерного расчёта. Решение уравнения (1.37) находится с помощью численного интегрирования, если заданы распределения вдоль радиуса $\alpha_1(r)$, $\delta(r)$, $B_1(r)$. В некоторых простейших случаях уравнение (1.37) удается проинтегрировать [45].

Предположим, что проектируется ступень, для которой вдоль радиуса $B_1 = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$, а угол δ прямолинейных выходных кромок НЛ изменяется по закону $\delta = \arcsin(r^*/r)$ (см. рис.1.1). Обычно угол δ

выбирают в диапазоне $0 \leq \delta \leq 20^\circ$, тогда можно принять $\operatorname{tg} \delta \approx \sin \delta = r^*/r$.

Эти допущения дают возможность проинтегрировать уравнение (1.37):

$$c_1 \cdot r^n = \text{const}, \quad (1.38)$$

где

$$n = \cos^2 \alpha_1 - r^* \sin 2\alpha_1 / 2B_1. \quad (1.39)$$

Вследствие постоянства угла α_1 вдоль радиуса запишем

$$c_{1u} r^n = \text{const}, \quad (1.40)$$

$$c_{1z} r^n = \text{const}. \quad (1.41)$$

Таким образом, в соответствии с выражениями (1.38) – (1.41) влияние ТННЛ формально сводится к расчету степенной закрутки потока. Если углы ТННЛ пренебрежимо малы, то в (1.39) следует принять $r^* = 0$, тогда (1.38), (1.40) и (1.41) опишут известный способ закрутки потока по закону $\alpha_1 = \text{const}$ [1].

Термодинамическая степень реактивности (см. рис. 1.3)

$$\rho_T = \frac{H_{2t}}{H_0} = \frac{H_0 - H_1^*}{H_0} = 1 - \left(\frac{C_1}{\varphi C_0} \right)^2. \quad (1.42)$$

Примем, что в сечении 2-2 за ступенью закрутка потока невелика ($c_{2u} \approx 0$), тогда располагаемый перепад энтальпии $H_0 = C_0^2/2$ без большой погрешности можно принять постоянным вдоль радиуса. Записав (1.42) для корневого сечения ступени и используя (1.38), получим:

$$\rho_T = 1 - (1 - \rho_T') \left(\frac{r'}{r} \right)^{2n} \left(\frac{\varphi'}{\varphi} \right)^2, \quad (1.43)$$

где n определяется выражением (1.39).

Из уравнений (1.38) и (1.43) следует, что если $n=0$ и $\varphi = \varphi'$, то скорость c_1 и степень реактивности ρ_T не меняются вдоль радиуса. Такой результат может быть получен, когда

$$n = \cos^2 \alpha_1 - r^* \sin 2\alpha_1 / 2B_1 = 0,$$

т.е. или $\cos \alpha_1 = 0, \alpha_1 = 90^\circ$, что тривиально, или

$$r^*/B_1 = \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (1.44)$$

Последнее выражение показывает, что эффект от применения ТННЛ зависит не только от угла тангенциального наклона $\delta = \arcsin(r^*/r)$, но в равной мере и от ширины B_1 направляющих лопаток.

Поставим задачу добиться за счет применения ТННЛ условия $\beta_1 = \text{const}$ вдоль радиуса в сечении 1-1. В этом случае, по-видимому, в

конструкции турбинной ступени могут быть использованы незакрученные рабочие лопатки. Принято, что угол α_1 также не меняется вдоль радиуса ($\alpha_1 = const$), тогда треугольники скоростей в сечении 1-1 будут подобными на любых радиусах.

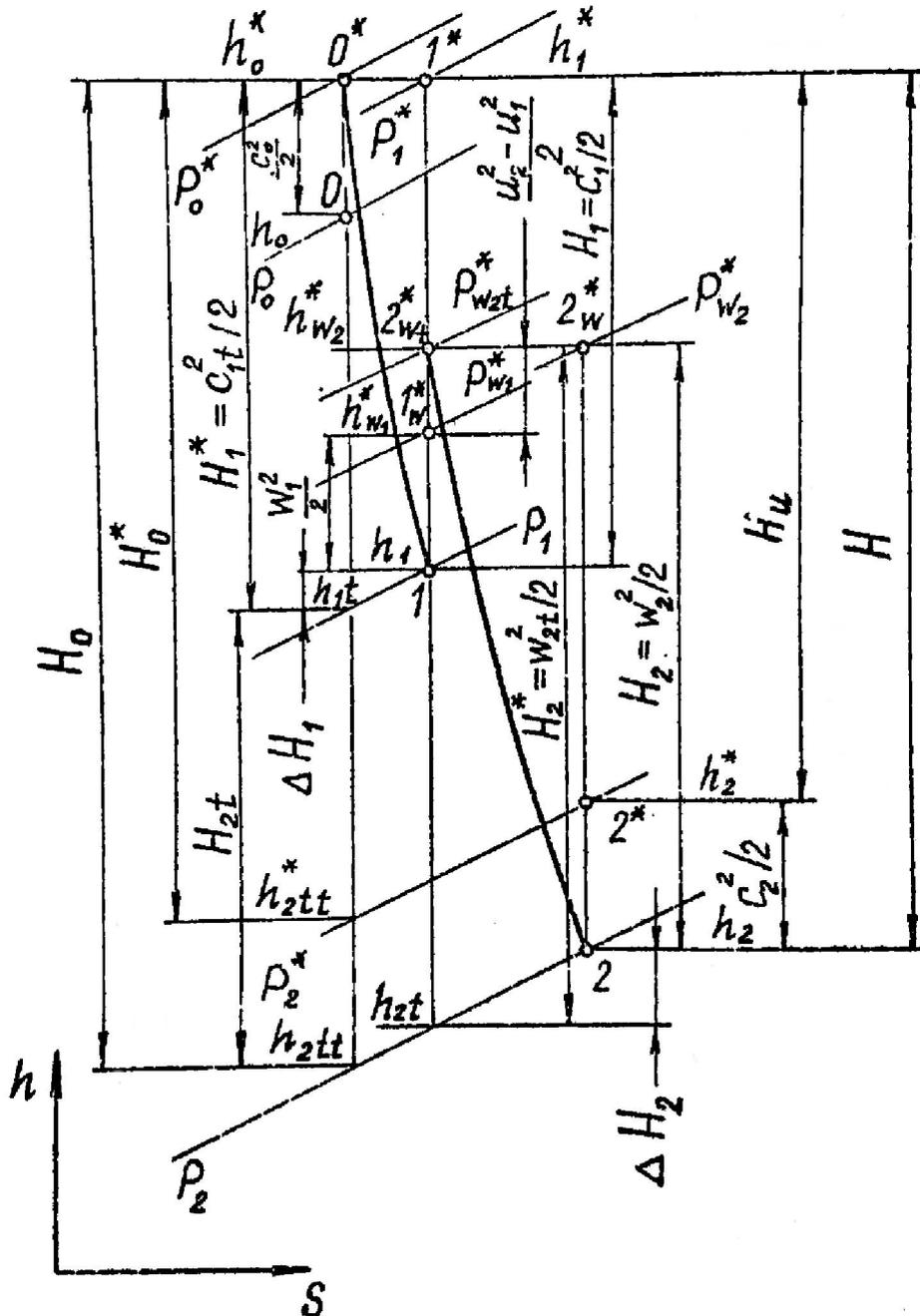


Рис.1.3. h - s диаграмма расширения газа в турбинной ступени.

Так как окружная скорость u увеличивается прямо пропорционально радиусу, то и все остальные составляющие скоростей меняются по тому же закону, т. е.

$$c_1/r = const, \quad (1.45)$$

$$c_{1u}/r = const, \quad (1.46)$$

$$c_{1z}/r = const. \quad (1.46)$$

Такой вид движения в дальнейшем будем называть закруткой потока по закону твердого тела. Для того, чтобы получить такую закрутку в ступени с ТННЛ, следует принять

$$n = \cos^2 \alpha - \frac{\sin 2\alpha_1 \cdot r^*}{2B_1} = -1,$$

или

$$\frac{r^*}{B_1} = \frac{2(1 + \cos^2 \alpha_1)}{\sin 2\alpha_1}. \quad (1.47)$$

Если в формуле (1.43) задать $n = -1$, то получим парадоксальный результат: степень реактивности уменьшается от корневого к периферийному сечению турбинной ступени. Такой эффект от применения ТННЛ был впервые получен автором не только теоретически, но и подтверждён экспериментально [7,45]. Следовательно, за счет применения ТННЛ можно эффективно и в очень широком диапазоне воздействовать на структуру потока и характеристики турбинной ступени.

Предположив, что тангенциальный наклон направляющих лопаток пренебрежимо мал ($\delta = 0$), можно получить и другие решения уравнения (1.35). Так, используя очевидное тождество $c^2 = c_u^2 + c_z^2$, (1.35) нетрудно преобразовать к следующему виду:

$$\frac{c_u d(c_u r)}{r dr} + c_z \frac{dc_z}{dr} = 0. \quad (1.48)$$

Уравнение (1.48) в сечении 1-1 имеет бесчисленное множество решений. Зададим изменение скорости c_{1u} вдоль радиуса условием

$$c_{1u} r^n = const, \quad (1.49)$$

где n выбирается в диапазоне $0 \leq n \leq 1$. Тогда после интегрирования (1.48) с учетом (1.49) получим:

$$c_{1z}^2 = c_{1z}^{\prime 2} + \frac{1-n}{n} \left[\left(\frac{r'}{r} \right)^{2n} - 1 \right] c_{1u}^{\prime 2}. \quad (1.50)$$

Значения скоростей c_{1z}', c_{1u}' и радиуса r' берутся из одномерного расчета турбины. Уравнения (1.49) и (1.50) описывают так называемую **степенную закрутку** потока [7].

Широко распространенные в практике турбиностроения закрутки потока по законам $c_u r = const$, $\alpha_1 = const$ и $\rho c_z = const$ можно рассматривать как частный случай решения системы уравнений (1.49) и (1.50) при $n = 1$, $n = \cos^2 \alpha_1$ и $\cos^2 \alpha_1 \leq n \leq 1$.

Из уравнения (33) следует, что при $n < 1$ скорость c_{1z} убывает в направлении к периферии ступени. При малых значениях r'/r'' , даже для значений n , близких к единице, скорость c''_{1z} у периферии может оказаться мнимой величиной.

Проанализируем возможную область изменения показателя степени n для турбинных ступеней с цилиндрическими меридианными обводами ($d'_1 = d'_2, l_1 = l_2$) проточной части. Для этого преобразуем уравнение (1.50) к следующему виду:

$$\left(\frac{c''_{1z}}{c'_{1z}}\right)^2 = 1 + \frac{(1-n)}{n} \left[\left(\frac{d_{2c}/l_2 - 1}{d_{2c}/l_2 + 1} \right)^{2n} - 1 \right] \operatorname{ctg}^2 \alpha'_1.$$

Расчеты по этой формуле для $\alpha'_1 = 18^\circ$ при разных d_{2c}/l_2 представлены на рис.1.4. Видно, что степенная закрутка в диапазоне $\cos^2 \alpha_1 \leq n \leq 1$ реализуется для любого представляющего практический интерес значения d_{2c}/l_2 . Но даже для $d_{2c}/l_2 = 9$ возможный диапазон изменения n довольно узок ($n \approx 0,75 \dots 1$). При проектировании следует еще иметь в виду, что слишком малые значения c''_{1z} недопустимы по условию $\alpha''_1 \geq 8^\circ$. Таким образом, возможности управления структурой потока в рамках степенной закрутки существенно более ограничены, чем, например, при использовании ТННЛ.

Если обе части уравнения (1.50) разделить на c^2_{1u} и использовать уравнение (1.49), то получим следующее выражение:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha_1 = \left\{ \operatorname{tg}^2 \alpha'_1 + \frac{1-n}{n} \left[\left(\frac{r'}{r} \right)^{2n} - 1 \right] \right\} \left(\frac{r'}{r} \right)^{2n}. \quad (1.51)$$

Расчеты по формуле (1.51) показывают, что если $n < \cos^2 \alpha'_1$, то угол α_1 уменьшается вдоль радиуса, т.е. выполняется соотношение

$$\alpha'_1 \geq \alpha_{1c} \geq \alpha''_1. \quad (1.52)$$

Условие (1.52) характеризует так называемую «обратную» закрутку. Для закрутки по закону потенциального вихря ($c_u r = const$) показатель $n = 1$

и из (1.51) следует: $\alpha'_1 \leq \alpha_{1c} \leq \alpha''_1$. Если $n = \cos^2 \alpha'_1$, то имеем $\alpha'_1 = \alpha_{1c} = \alpha''_1$, т.е. закрутку по закону постоянства угла α_1 . Таким образом, конструктивное средство реализации различных вариантов степенной закрутки потока – выбор соответствующего закона изменения угла α_1 вдоль радиуса.

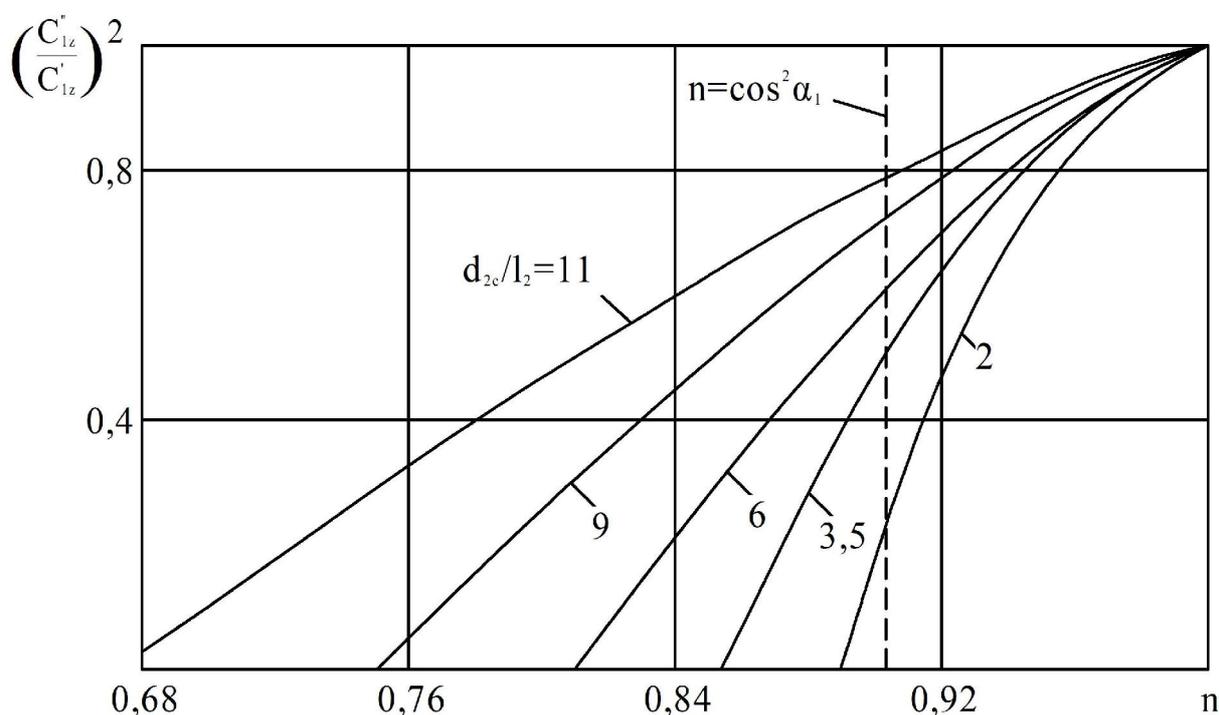


Рис.1.4. Зависимости $(c_{1z}'' / c_{1z}')^2 = f(n, d_{2c} / l_2)$.

Отметим, что ТННЛ и обратная закрутка могут быть применены в качестве средства управления потоком в турбинной ступени не только отдельно, но и совместно. В этом случае удастся наиболее полно выявить достоинства этих конструктивных мероприятий. Для расчета потока в сечении 1-1 при комбинации ТННЛ и обратной закрутки может быть использовано уравнение (1.37), которое интегрируется численно, например, методом трапеций.

Проектировочный расчет в сечении 2-2

Как уже упоминалось, углы δ тангенциального наклона рабочих лопаток обычно невелики по соображениям прочности, поэтому для расчета потока в сечении 2-2 (рис.1) используем уравнение (1.48):

$$\frac{c_{2u} d(c_{2u} r)}{r dr} + c_{2z} \frac{dc_{2z}}{dr} = 0. \quad (1.53)$$

В отличие от сечения 1-1, уравнение (1.53) в рамках принятых допущений имеет в сечении 2-2 только одно решение. Это связано с тем, что

распределение скорости c_{2u} вдоль радиуса нельзя задать произвольно, а следует находить из условия постоянства удельной мощности $dH_u/dr = 0$:

$$c_{2u} = (c_{1u}r_1 - c'_{1u}r'_1 + c'_{2u}r'_2)/r_2 . \quad (1.54)$$

Скорости c'_{1u}, c'_{2u} и радиусы r'_1 и r'_2 считаем известными из одномерного расчета. Радиусы r_1 струек тока в сечении 1-1 и скорости c_{1u} на этих радиусах получим после расчета потока в сечении 1-1. Радиусы r_2 струек тока в сечении 2-2 сначала задаются приближенно из одномерного расчёта, а затем уточняются с использованием уравнения неразрывности. Для этого следует определить распределение скоростей c_{2z} , численно интегрируя (1.53) с учетом (1.54):

$$c_{2z} = \sqrt{(c'_{2z})^2 - 2 \int_{r'_1}^r \left[\frac{c_{2u} d(c_{2u}r)}{r dr} \right] dr} . \quad (1.55)$$

Постоянная интегрирования c'_{2z} берется из одномерного расчета.

В некоторых простейших случаях уравнение (1.55) удается проинтегрировать [7]. Примем, что распределение скорости c_{1u} вдоль радиуса описывается уравнением (1.40) или (1.49), а изменением радиусов поверхностей тока при переходе от сечения 1-1 к сечению 2-2 можно пренебречь ($r_1 = r_2 = r$). Тогда из (1.54) получим

$$c_{2u} = c'_{1u} (r'/r)^n - (c'_{1u} - c'_{2u}) r'/r . \quad (1.56)$$

Уравнение (1.55) проинтегрируем, предварительно вычислив из (1.56) производную $d(c_{2u}r)/dr$:

$$c_{2z}^2 = (c'_2)^2 - (c'_{1u})^2 \left[\frac{n-1}{n} \left(\frac{r'}{r} \right)^{2n} + \frac{1}{n} \right] + 2c'_{1u} (c'_{1u} - c'_{2u}) \left[\frac{n-1}{n+1} \left(\frac{r'}{r} \right)^{n+1} + \frac{2}{n+1} \right] - (c'_{1u} - c'_{2u})^2 . \quad (1.57)$$

Расчеты, выполненные по формулам (1.56) и (1.57) при условии $c_{2uc} = 0$, т.е. при осевом выходе потока из ступени на среднем диаметре, показывают, что в корневых сечениях за РЛ появляется отрицательная ($c'_{2u} \leq 0$), а в периферийных – положительная ($c''_{2u} \geq 0$) закрутка потока. Скорость c''_{2z} у периферии и особенно скорость c'_{2z} у корня уменьшаются по сравнению со значением c_{2zc} на среднем диаметре, так что для длинных ступеней c'_{2z} может оказаться в соответствии с формулой (1.57) мнимой величиной.

Поэтому представляет определенный практический интерес проанализировать область возможного изменения показателя степени n

для ступеней с различными значениями параметра d_{2c}/l_2 . Предположим, что проектируются такие ступени, для которых на среднем диаметре $c_{2uc} = 0$, $c_{1zc} = c_{2zc}$, при цилиндрических меридианных обводах проточной части ($d_1' = d_2'$, $l_1 = l_2$). Тогда уравнение (1.57) можно преобразовать к следующему виду:

$$\left(\frac{c'_{2z}}{c_{2zc}}\right)^2 = 1 - ctg^2 \alpha_{1c} \left\{ \frac{\left[(n^2 - 1) \left(\frac{d_{2c}/l_2}{d_{2c}/l_2 - 1} \right)^{2n} + (n+1)^2 - 2n \left[(n-1) \left(\frac{d_{2c}/l_2}{d_{2c}/l_2 - 1} \right)^{n+1} + 2 \right] \right]}{n(n+1)} \right\}. \quad (1.58)$$

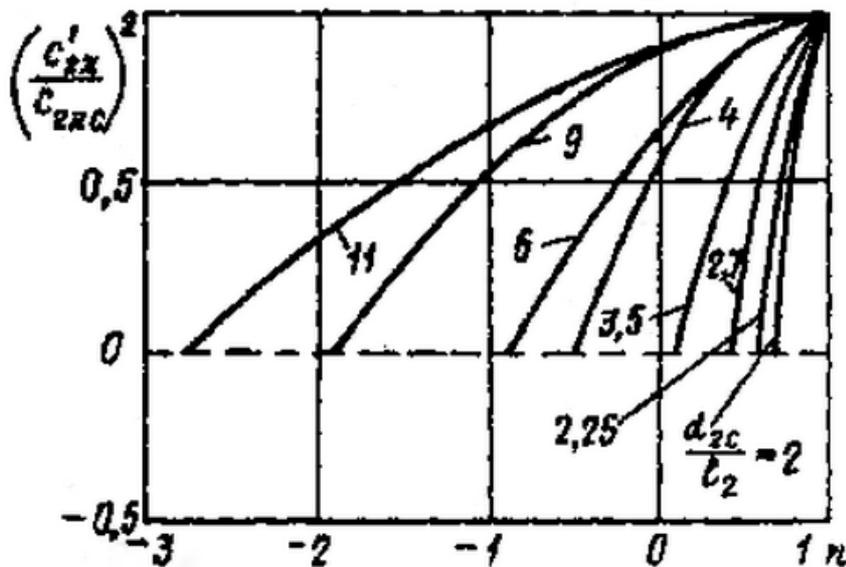


Рис.1.5. Зависимости $(c'_{2z}/c_{2zc})^2 = f(n, d_{2c}/l_2)$.

Расчеты, выполненные по этой формуле при $\alpha_{1c} = 18^\circ$ для различных n и d_{2c}/l_2 , представлены на рис.1.5. Для ступеней большой веерности ($2 \leq d_{2c}/l_2 \leq 2,7$) условие $c'_{2z} \geq 0$ может быть получено только для близких к единице положительных значений n . Для ступеней средней ($d_{2c}/l_2 \approx 3,5 - 10$) и малой ($d_{2c}/l_2 \geq 10$) веерности ограничения по выбору конкретного значения n расширены.

Таким образом, выполнив одномерный проектировочный газодинамический расчет проточной части осевой тепловой турбины, с помощью развитой в этом разделе теории можно найти распределения скоростей, параметров и углов потока вдоль радиуса во всех расчетных сечениях $z=const$. Затем следует уточнить высоты лопаточных венцов в каждом сечении $z=const$, используя уравнение неразрывности:

$$G = 2\pi \int_{r'}^{r''} \rho c_z r dr,$$

с помощью которого обычно при заданном значении радиуса r' у корня определяется радиус r'' у периферии. Интегрирование уравнения неразрывности можно выполнить численным методом.

Комбинация одномерной и квазидвухмерной математических моделей позволяет вычислить параметры, скорости и углы потока перед и за лопаточными венцами. На основе полученного решения в сечениях $z=const$ можно приступить к профилированию лопаточных венцов, используя богатый опыт теории плоских решеток, а также практические рекомендации, глубоко и всесторонне развитые в настоящее время [1,5,6,8,9,16-18,21,24 и др.]. Этот важный этап проектирования проточных частей турбин нами не рассматривается, так как считается разработанным с необходимой полнотой.

Для ступеней турбин низкого давления с большим меридианным раскрытием проточной части неучет радиальных течений ($c_r = 0$) в квазидвухмерной модели вносит погрешности в проектировочный расчет. В этом случае следует использовать более сложные математические модели пространственного потока, представленные ниже.

1.2.3. Двухмерная модель

Так же, как и ранее, примем, что меридианные обводы проточной части осевой тепловой турбины – поверхности тока, а неизбежные подсосы, отсосы и вдув в основной поток пренебрежимо малы. Предположим, что течение в межвенцовых зазорах проточной части происходит на конических поверхностях тока. Изменением плотности рабочего тела вдоль поверхности тока в пределах межвенцового зазора пренебрегаем. Тогда уравнение радиального равновесия (1.11) можно представить в следующем виде [80]:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_z^2}{2r^2} \cdot \frac{\partial (rtg\gamma)^2}{\partial r} + F_r. \quad (1.59)$$

Примем, что вдоль радиуса угол γ меридианного наклона линий тока в межвенцовых зазорах меняется таким образом, что

$$\frac{\partial tg\gamma}{\partial r} = \frac{tg\gamma'' - tg\gamma'}{r'' - r'} = A(\gamma) = const,$$

где γ'' , γ' – заданные углы γ на периферийном и корневом радиусах. Тогда после несложных преобразований уравнения (1.59) имеем

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_z^2}{r} tg\gamma \cdot [tg\gamma + A(\gamma)r] + F_r. \quad (1.60)$$

Уравнение движения (1.12) в проекции на окружное направление запишем так:

$$F_u = c_z \frac{\partial_m c_u}{\partial z}, \quad (1.61)$$

где m – линия тока в меридианной плоскости.

Подставив в (1.60) уравнение (1.61), с учетом соотношения (1.15), получим

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} + \frac{c_z^2}{r} tg\gamma \cdot [tg\gamma + A(\gamma)r] - c_z \frac{\partial_m c_u}{\partial z} tg\delta, \quad (1.62)$$

где δ – угол тангенциального наклона в плоскости $r-u$ линии центров масс профилей сопловых лопаток на цилиндрических поверхностях тока.

Рассматривая нелинейное дифференциальное уравнение (1.62) вдоль отрезка прямой $r'' - r'$, примем

$$\frac{\partial_m c_u}{\partial z} \approx \frac{\Delta c_u}{\Delta z}, \quad \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{dp}{dr}.$$

Тогда (1.62) запишем в следующем виде:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r} dr + \frac{c_z^2}{r} tg\gamma \cdot [tg\gamma + A(\gamma)r] dr - c_z \frac{\Delta c_u}{\Delta z} tg\delta dr. \quad (1.63)$$

Примем, что за счет постоянства удельной мощности вдоль радиуса и одинакового увеличения энтропии для каждой струйки тока при переходе от одного расчетного сечения к другому в любом из них энтальпия торможения h^* и энтропия s на соответствующем отрезке $r'' - r'$ неизменны. Такая гипотеза вполне уместна в расчётах многоступенчатых турбин.

Тогда, приняв для сечения 1-1 $\frac{\partial c_u}{\partial z} \approx \frac{\Delta c_u}{\Delta z} \approx \frac{c_{1u}}{B_1}$, совместное решение уравнения (1.63) и уравнения энергии (1.34) запишем так:

$$\frac{dc_1}{c_1} = \frac{1}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma_1)} \left\{ \operatorname{tg} \alpha_1 \left[\frac{r_1 \operatorname{tg} \delta}{B_1(r)} - \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 (\operatorname{tg} \gamma_1 + A(\gamma_1) r_1) \right] - 1 \right\} \frac{dr}{r_1}, \quad (1.64)$$

где $B_1(r)$ – ширина направляющей лопатки в меридианной плоскости.

Интегрируя (1.64), получим:

$$c_1 = c_{1c} \exp \left\{ \int_{r_c}^r \frac{1}{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1 \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma_1)} \left[\operatorname{tg} \alpha_1 \left\{ \frac{\operatorname{tg} \delta}{B_1(r)} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma_1}{r_1} (\operatorname{tg} \gamma_1 + A(\gamma_1) r_1) \right\} - \frac{1}{r_1} \right] dr \right\}, \quad (1.65)$$

где скорость c_{1c} заимствуется из одномерного расчета.

В сечениях 2-2, за рабочими лопатками, подстрочные индексы «1» в уравнении (1.65) меняются на «2», принимается $\delta \approx 0$ и методом итераций находятся такие распределения углов α_2 потока, которые бы удовлетворили условию постоянства удельной мощности вдоль радиуса. Уравнение (1.65) решается совместно с уравнением неразрывности (1.16).

1.2.4. Иллюстрация важности учёта радиальных скоростей при проектировании турбинных ступеней

В ряде предприятий и организаций, конструирующих паровые и газовые турбины, **проектировочные** расчёты проточных частей, даже ЦНД, выполняются без учёта радиальных скоростей ($c_r = 0$). Такой подход к проектированию турбин неизбежно приводит к снижению их экономичности. Последующие **проверочные** расчёты, даже 3D с учётом радиальных скоростей ($c_r \neq 0$), принципиально не способны исправить дефекты, возникшие в конструкции ступени, спроектированной по упрощённой методике ($c_r = 0$).

Проиллюстрируем важность учёта радиальных скоростей при проектировании на примере расчётов вариантов последней ступени отсека низкого давления стационарной газовой турбины [51]. На рис.1.6 показано влияние угла раскрытия γ_1'' у периферии направляющих лопаток на внутренние КПД и относительные высоты лопаток ступени. Видно, что влияние угла γ_1'' на снижение внутреннего КПД $\Delta \eta$, внутреннего КПД $\Delta \eta^*$ по параметрам торможения и увеличение относительных высот \bar{l}_1 и \bar{l}_2 значительно и пренебречь им можно лишь при условии $\gamma_1'' < 10^0$.

Особенно важно подчеркнуть, что радиальные течения оказывают существенное влияние на выбор геометрических характеристик рабочих

лопаток (углы β_1 и β_2 потока). На рис.1.7 показано, что рост γ_1'' от 0 до 60° значительно увеличит закрутку рабочих лопаток для выработки одинаковой удельной мощности вдоль радиуса. Об этом важном результате часто забывают, применяя одну и ту же ступень при различной конфигурации меридианных обводов проточной части.

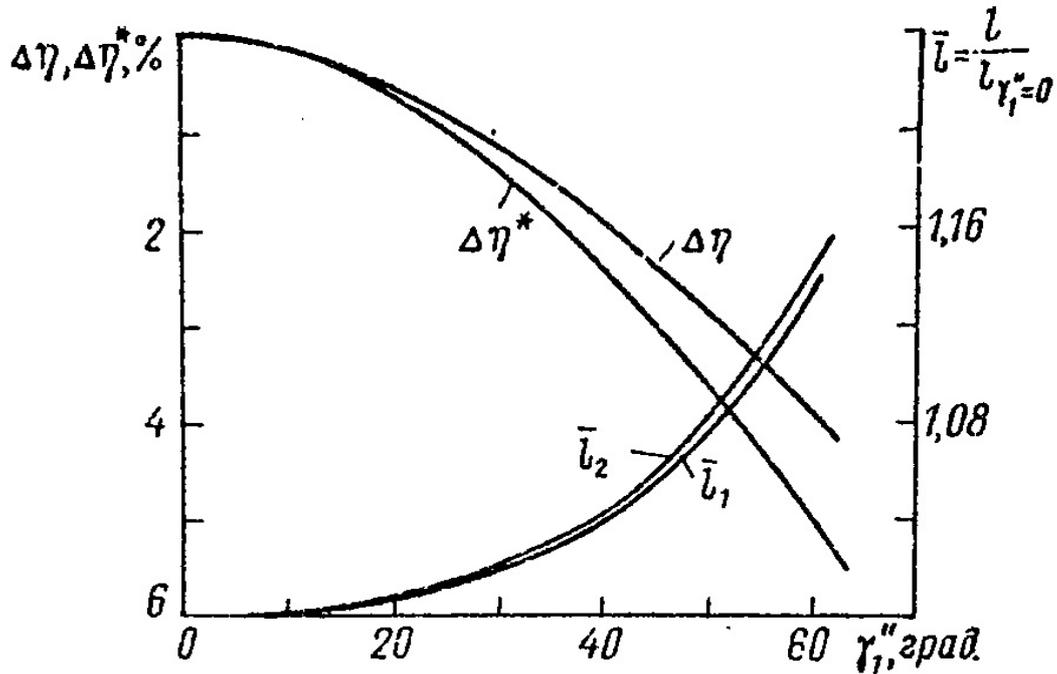


Рис 1.6. Влияние угла γ_1'' на КПД и размер лопаток.

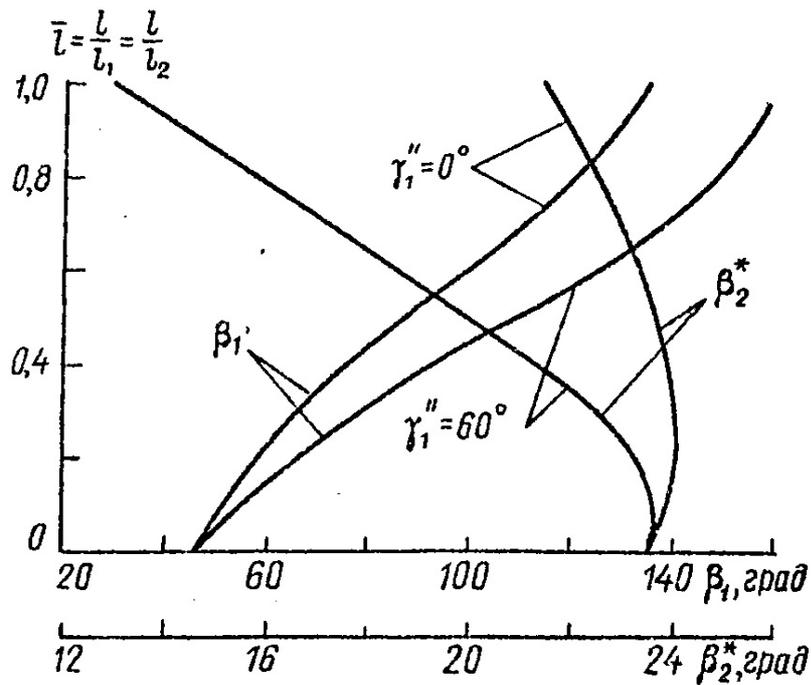


Рис.1.7. Влияние угла γ_1'' на углы потока β_1 и β_2^* .

На рис.1.8 и 1.9 показано, что угол γ_2'' раскрытия проточной части у периферии рабочих лопаток также существенно влияет на снижения КПД $\Delta\eta$ и $\Delta\eta^*$, высоту l_2 рабочей лопатки и угол β_2^* потока.

Представленные на рис.1.8 данные находятся в качественном соответствии с результатами статьи [71], где было экспериментально доказано, что переход от конической формы обвода ($\gamma_2''=15^\circ$) к цилиндрической ($\gamma_2''=0^\circ$) у периферии рабочих лопаток модели последней ступени паровой турбины приводит к увеличению её КПД и степени реактивности.

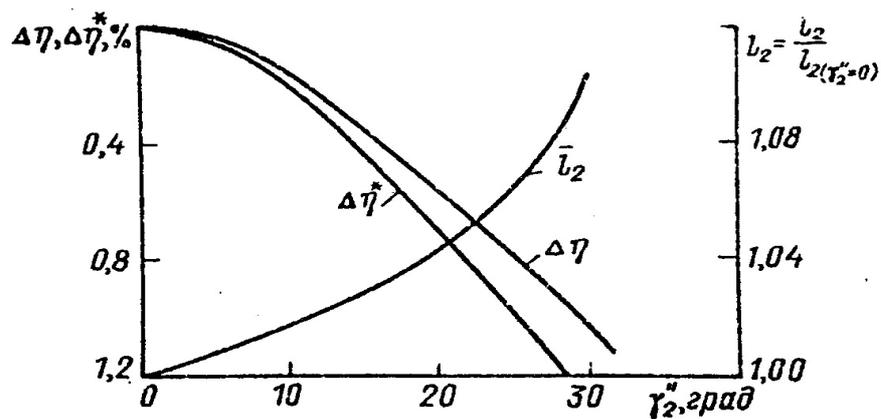


Рис.1.8. Влияние угла γ_2'' на КПД и размер рабочих лопаток.

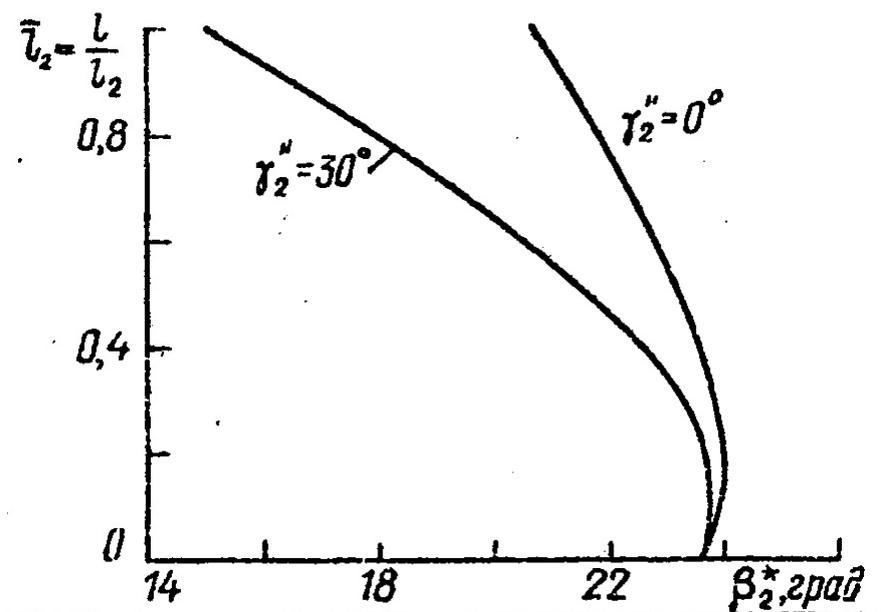


Рис. 1.9. Влияние угла γ_2'' на угол β_2^* .

Таким образом, в осевых турбинах при прочих равных условиях надо стремиться к уменьшению радиальных скоростей перед и за рабочими лопатками ступеней. Неучёт радиальных скоростей ведёт к

недокрутке лопаток, появлению углов атаки, уменьшению удельной мощности вдоль радиуса ступени и к появлению в этой связи дополнительных потерь от смешения потоков с разным энергетическим потенциалом в области РК, за ступенью и в последующих ступенях.

1.3. Проверочные расчёты проточной части

Проектировочный расчёт проточной части турбины выполняется для одного, номинального режима, в то время как в процессе эксплуатации турбина, как энергетическая, так и, особенно, транспортная, работает в широком диапазоне режимных параметров. Поэтому представляется целесообразным выполнять многорежимную оптимизацию турбин, используя для переменных режимов проверочные газодинамические расчёты ее проточной части. При этом меридианные обводы и геометрия лопаточных венцов ступеней турбины предполагаются известными из проектировочного расчёта на номинальном режиме.

1.3.1. Одномерная модель

Для выполнения одномерных проверочных газодинамических расчётов турбины используется система уравнений (1.21)...(1.27). Помимо исходных данных, в проверочных расчётах для каждой ступени задаются средние диаметры d_1 , d_2 , высоты l_1 , l_2 , лопаточные $\alpha_{0,l}$ и $\beta_{1,l}$ и эффективные углы $\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ лопаточных венцов. Проверочные газодинамические расчёты ведутся по стандартной методике [1,24,96].

1.3.2. Двухмерная модель

Полученные в одномерном расчете давления p_{1c} и p_{2c} в потоке можно использовать в дальнейшем в качестве постоянных интегрирования в первом приближении двухмерного газодинамического расчета.

В качестве основы математической модели проверочного расчета в каждом сечении $z = const$ используется дифференциальное уравнение движения (1.63), которое после простых преобразований удобно заменить эквивалентным ему интегральным:

$$p = p_c + \int_{r_c}^r \frac{\rho \cdot c_u^2}{r} \left[D(\Delta\alpha) + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma \left(\operatorname{tg} \gamma + \frac{(\operatorname{tg} \gamma'' - \operatorname{tg} \gamma') \cdot r}{r'' - r'} \right) - \frac{r}{B(r)} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \delta \right] dr, \quad (1.66)$$

где p , ρ - давление и плотность в потоке, c_u - проекция вектора скорости c на направление u , γ - угол меридианного наклона линий тока в плоскости $r-z$, δ - угол тангенциального наклона линии центров масс профилей сопловых лопаток в плоскости $r-u$, $B(r)$ - расстояние вдоль оси z между входными кромками сопловых и рабочих лопаток, $D(\Delta\alpha) \leq 1$ - константа, полученная путем анализа результатов опытов с турбинными ступенями и учитывающая влияние типа закрутки сопловых лопаток на градиент давления в потоке в сечении 1-1 вдоль радиуса. Для расчётов потока в сечениях 2-2, за РЛ, принимается $D(\Delta\alpha)=1$ и $\delta \approx 0$.

По полученному в результате решения уравнения (1.66) распределению давлений в потоке с помощью уравнений энергии, неразрывности, состояния и процесса вычисляется расход газа в каждом расчетном сечении $z = \text{const}$. Для дозвуковых потоков пропуск заданного расхода достигается подбором необходимого давления p_c в уравнении (1.66) методом итераций. После расчета потока во всех сечениях по ходу движения рабочего тела давление p_{2c} за последней ступенью турбины сравнивается с заданным. При наличии расхождения, превышающего заданную точность определения давления p_{2c} за последней ступенью, корректируется расход газа на входе в отсек и повторяется газодинамический расчет турбины во всех сечениях $z = \text{const}$. Если в потоке имеются транс- и сверхзвуковые течения, что особенно характерно для ЦНД паровых турбин, то для этих условий можно воспользоваться рекомендациями, изложенными в п. 3.2.6.

1.4. Дополнительная мощность турбины за счёт применения диффузора за последней ступенью

Современные паровые и газовые турбины с целью получения дополнительной мощности, как правило, оснащаются диффузором за последней ступенью. Вместе с тем, применение диффузора существенно увеличивает габариты, массу и стоимость турбины. Поэтому на этапе выбора оптимальной конструкции турбины представляется важным иметь возможность простыми средствами приближённо оценить

дополнительную мощность, развиваемую турбиной за счёт применения диффузора.

Если рассматривать в последней ступени турбины и диффузоре одномерное течение идеального газа, то дополнительная удельная мощность ΔH_u последней ступени, полученная за счёт применения диффузора, может быть вычислена по следующей формуле:

$$\Delta H_u = \frac{c_2^2 - c_0^2}{2}, \quad (1.69)$$

где c_2 - скорость рабочего тела за последней ступенью, c_0 - скорость рабочего тела за диффузором [35].

Рассмотрим одномерное адиабатное течение совершенного газа с трением в последней ступени и диффузоре. Система уравнений для анализа такого течения представлена выше. Фрагменты процесса расширения газа в последней ступени и диффузоре в $h - s$ диаграмме представлены на рис.1.10. Если бы диффузор отсутствовал, то за последней ступенью установилось бы давление p_n окружающей среды. Удельная мощность последней ступени соответствовала бы величине H_u . За счёт установки диффузора давление за последней ступенью понижается до величины p_2 , а удельная мощность последней ступени увеличивается до величины H_{uo} . Таким образом, приращение удельной мощности турбины за счёт установки диффузора соответствует величине ΔH_u .

Примем, что скорость c_2 газа за последней ступенью турбины в установках с диффузором и без диффузора одинакова. Тогда приращение удельной мощности за счёт установки диффузора в соответствии с рисунком 1.10 [35]:

$$\Delta H_u = \frac{c_2^2 - c_0^2}{2} - a - b. \quad (1.70)$$

Продолжим [53] преобразования формулы (1.70). Перепады энтальпий a и b можно вычислить следующим образом:

$$a = H_t - H = H \left(\frac{1}{\eta_0} - 1 \right), \quad (1.71)$$

$$b = H - \Delta H_u = H(1 - \eta_2), \quad (1.72)$$

где H - изоэнтропийный перепад энтальпий в диффузоре, η_0 - изоэнтропийный КПД диффузора, η_2 - изоэнтропийный КПД рабочей решётки последней ступени турбины.

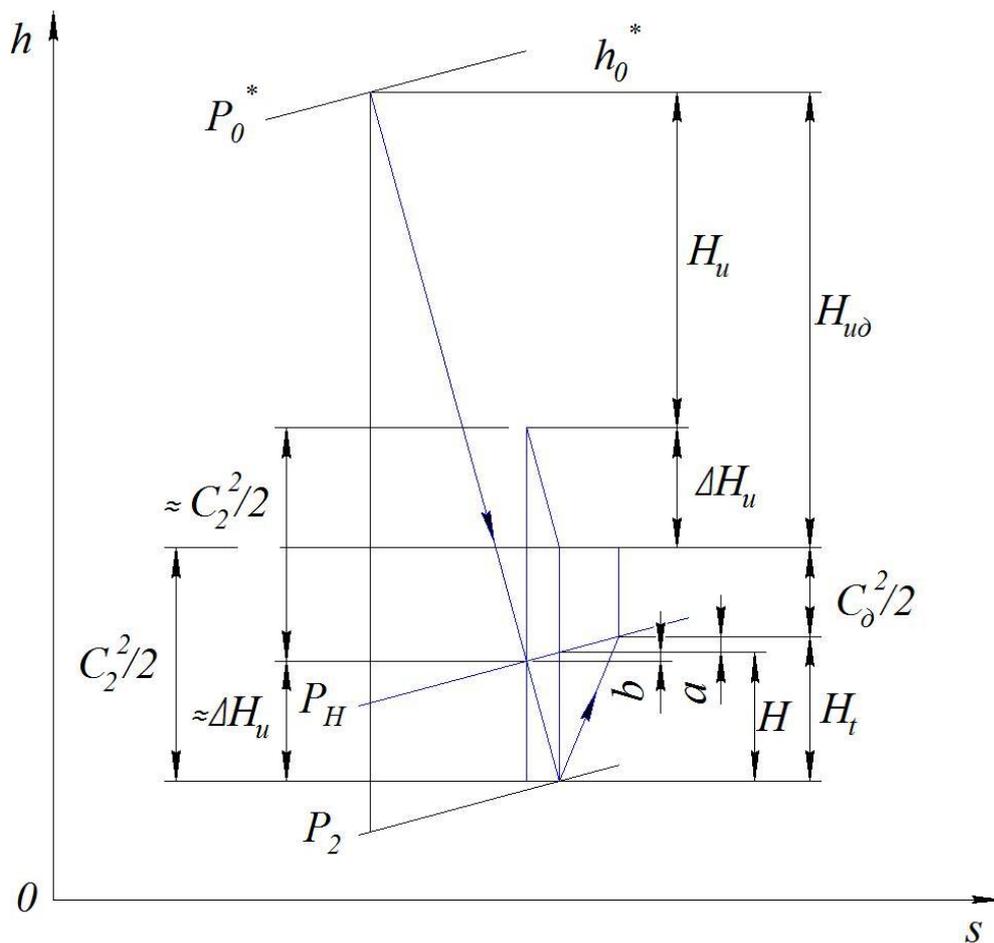


Рис.1.10. Процесс расширения газа в последней ступени турбины и сжатия газа в диффузоре.

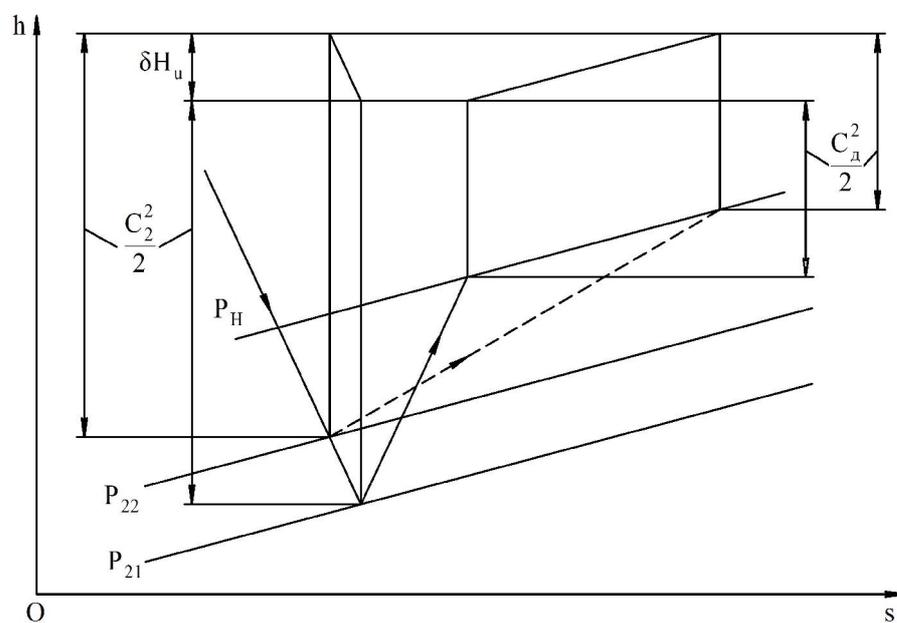


Рис.1.11. Влияние КПД диффузора на удельную мощность турбины.

Подставив (1.71) и (1.72) в (1.70), после преобразований получим:

$$\Delta H_u = \frac{c_2^2 - c_d^2}{2} \eta_o \eta_2. \quad (1.73)$$

Сравнивая формулы (1.69) и (1.73), видим, что они различаются лишь двумя сомножителями в правой части. Влияние КПД η_o диффузора на дополнительную мощность турбины ΔH_u иллюстрирует рис.1.11. Штриховой линией на рис.1.11 показан процесс сжатия в диффузоре с пониженным КПД. В этом случае за турбиной устанавливается давление $p_{22} > p_{21}$, а дополнительная удельная мощность ΔH_u снижается на величину δH_u .

Влияние КПД η_2 рабочей решётки последней ступени турбины на дополнительную мощность турбины ΔH_u иллюстрирует рис.1.12. Штриховой линией на рис.1.12 показан процесс расширения в рабочей решётке с пониженным КПД. В этом случае дополнительная удельная мощность ΔH_u снижается на величину δH_u .

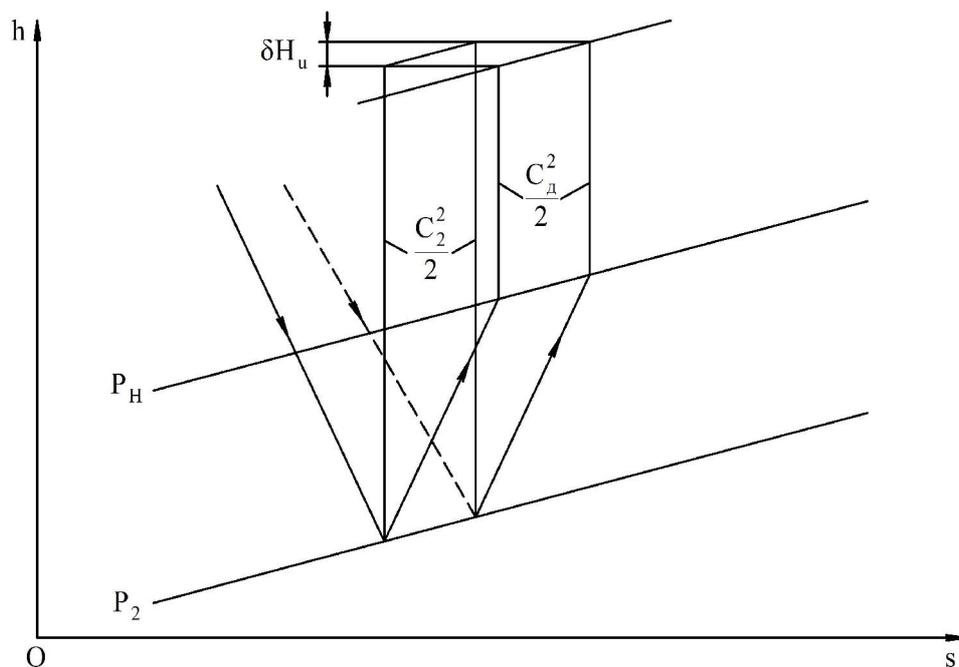


Рис.1.12. Влияние КПД рабочей решётки на удельную мощность турбины.

Таким образом, дополнительная мощность турбины за счёт установки диффузора может быть вычислена по формуле:

$$\Delta N = G\Delta H_u = G \frac{c_2^2 - c_\delta^2}{2} \eta_\delta \eta_2. \quad (1.74)$$

В некоторых случаях удобнее использовать формулу (1.74) в преобразованном виде. Так, привлекая уравнение неразрывности $G = \rho c \sin \alpha F = const$, вместо формулы (1.74) запишем:

$$\Delta H_u = \frac{c_2^2}{2} \left(1 - \left(\frac{\rho_2 F_2 \sin \alpha_2}{\rho_\delta F_\delta \sin \alpha_\delta}\right)^2\right) \eta_\delta \eta_2, \quad (1.75)$$

где F_2 - аксиальная площадь за последней ступенью турбины, F_δ - аксиальная площадь на выходе из диффузора, α_2 - угол выхода потока из последней ступени, α_δ - угол выхода потока из диффузора.

Теперь увеличение мощности турбины за счёт установки диффузора за последней ступенью можно приближённо вычислить с помощью простой инженерной формулы:

$$\Delta N = G\Delta H_u = G \frac{c_2^2}{2} \left(1 - \left(\frac{\rho_2 \sin \alpha_2}{S_\delta \rho_\delta \sin \alpha_\delta}\right)^2\right) \eta_\delta \eta_2, \quad (1.76)$$

где $S_\delta = F_\delta / F_2$ - степень расширения диффузора. В соответствии с формулой (1.76) дополнительная мощность ΔN увеличивается с ростом массового расхода и скорости газа за турбиной, а также с увеличением КПД рабочей решётки последней ступени турбины, КПД диффузора и степени расширения диффузора, что представляется логичным. Чем совершеннее процесс сжатия в диффузоре, тем больше плотность ρ_δ и тем самым в соответствии с формулой (1.76) также увеличивается мощность ΔN . Наибольший выигрыш мощности ΔN от применения диффузора реализуется при осевом выходе потока из последней ступени турбины и диффузора, что характерно для номинального режима работы турбины.

На переменных режимах угол α_2 выхода потока из турбины неизбежно отклоняется от осевого направления. Если средние диаметры аксиальных кольцевых площадей F_2 и F_δ одинаковы, то из условия сохранения момента скорости $c_{u r} = const$ вдоль средней поверхности тока в сечении на выходе из диффузора будем иметь такую же окружную скорость c_u , что и за турбиной. В то же время осевая скорость c_z на выходе из диффузора меньше, чем за турбиной, поэтому угол α_δ выхода потока из диффузора отклоняется от осевого направления существенно больше, чем

угол α_2 за турбиной. При этом в соответствии с формулой (1.76) дополнительная мощность ΔN уменьшается.

Формула (1.76) также указывает пути рационального проектирования диффузоров за последней ступенью турбины. Для увеличения дополнительной мощности ΔN на переменных режимах полезно развивать диффузор, наращивая его средние диаметры от входного сечения к выходному, в пределе переходя к конструкции осерадиального диффузора. В осерадиальном диффузоре за счёт увеличения радиуса средней поверхности тока скорость c_u может быть существенно уменьшена, что благоприятно скажется на увеличении угла α_o выхода потока из диффузора.

Для того, чтобы воспользоваться формулой (1.76), необходимо выполнить, как минимум, одномерный газодинамический расчёт течения газа в диффузоре. Вместе с тем, на этапе выбора облика конструкции турбины и диффузора для номинального режима при близком к осевому выходе потока из турбины может представлять интерес сугубо приближённая оценка дополнительной мощности ΔN . Для этой цели используем формулу (1.76) в следующем виде:

$$\Delta N = G\Delta H_u = G \frac{c_2^2}{2} \left(1 - \frac{1}{S^2}\right) \eta_o \eta_2 = G \frac{c_2^2}{2} \left(1 - \frac{1}{S^2}\right) (1 - \zeta_o)(1 - \zeta_2), \quad (1.77)$$

где ζ_o, ζ_2 – коэффициенты потерь в диффузоре и РК последней ступени.

Формула (1.77) не требует детального анализа течения газа в диффузоре и поэтому удобна на этапе предварительного выбора конструкции турбины и диффузора.

Представленный выше подход к приближённой оценке дополнительной мощности, развиваемой турбиной за счёт применения диффузора за последней ступенью, позволяет простыми средствами выполнить анализ основных факторов, влияющих на целесообразность и эффективность использования диффузора за последней ступенью осевой паровой или газовой турбины, и выбрать оптимальную конструкцию диффузора.

2. ОСНОВНЫЕ ПОТЕРИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН

Проектирование или модернизация турбины на современном уровне предполагает постановку и решение на ЭВМ задачи многорежимной компьютерной оптимизации с поиском оптимума по экономичности, надежности и технологичности. Степень достоверности решения и соответствие эксплуатационных характеристик турбины расчетным во многом зависят от совпадения истинных и принятых в расчете потерь кинетической энергии в венцах направляющих и рабочих лопаток.

Потери в проточной части осевых тепловых турбин принято условно разделять на ряд составляющих. Наиболее полно изучены профильные потери, возникающие при обтекании решеток профилей плоским потоком. Теория потенциального обтекания решеток профилей в сочетании с теорией пограничного слоя являлись основой при исследовании профильных потерь [1, 17, 26, 35, 85, 101 и др.]. Расчет профильных потерь для безотрывного обтекания профилей удовлетворительно подтверждается экспериментом на плоских решетках в статических условиях. В работах [1, 5, 82, 90 и др.] представлены обобщения таких экспериментов, которые широко используются при расчете и проектировании проточных частей турбин.

Вместе с тем, натурные испытания турбин и исследования на вращающихся моделях показывают, что профильные потери для РЛ в два и более раз могут превосходить их значения, определенные для статических условий [7, 29, 43, 98 и др.]. В качестве причин, характерных для натуральных турбин и вызывающих отмеченное расхождение, можно назвать неравномерность, нестационарность и повышенный уровень турбулентности [12] набегающего на решётки потока, влияние центробежных и кориолисовых сил инерции на течение в пограничном слое РЛ, пространственные явления. Сложность физических процессов, сопровождающих обтекание решеток турбин в натуральных условиях, затрудняет развитие общей теории и соответствующих методов расчета профильных потерь. Следует подчеркнуть, что в осесимметричной модели течения, которая наиболее развита и широко применяется в практике проектирования осевых турбин, весь поток в лопаточных венцах и за ними считается охваченным профильными потерями. В этой связи очевидна

важность правильного учета этих потерь. Такой учет особенно труден на стадии проектирования проточной части при минимуме информации о геометрических характеристиках лопаточных венцов. По-видимому, здесь уместно применение полуэмпирических и эмпирических зависимостей, полученные в натурном или близком к натурному экспериментах.

К профильным потерям принято также относить потери от нерасчетного угла натекания потока на решетку, то есть потери от углов атаки. Учет этих потерь необходим при решении задач проверочного расчёта в широком диапазоне режимов работы турбины. В проектировочных расчетах потерями от углов атаки, как правило, пренебрегают, поэтому их обычно учитывают в качестве отдельной составляющей профильных потерь.

Методы расчета потерь от углов атаки развиты в ряде работ [4, 8, 24, 70, 85, 96 и др.] с использованием экспериментальных данных, полученных в опытах с плоскими решетками профилей. Вместе с тем, профильные потери в рабочих решетках турбинных ступеней, определенные траверсированием потока в опытах на воздушной турбине [7], как по величине, так и по характеру зависимости от углов атаки существенно отличаются от профильных потерь, полученных в опытах на плоских решетках профилей. Исследования и, тем более, обобщения по влиянию углов атаки на потери в НА и РК турбинной ступени в натуральных условиях практически отсутствуют, в то время как важность разработки таких обобщений очевидна.

Как известно [85], профильные потери в решетке связаны с трением вязкого газа и с отрывом потока за выходными кромками профилей с образованием аэродинамических следов. Дополнительные потери в потоке через прямую решетку называют концевыми потерями и делят условно на две части: на потери, обусловленные наличием зазора, и на вторичные потери при отсутствии зазора. В монографии [85] значительное внимание уделено причинам возникновения и физической природе вторичных течений. Выполнен теоретический анализ влияния начальной завихренности на вторичные течения. С использованием теории пространственного турбулентного пограничного слоя сделан важный вывод о прямой пропорциональности коэффициента вторичных потерь ζ_{BT} коэффициенту потерь на трение ζ_{TP} в решетке профилей:

$$\zeta_{BT} = 2\zeta_{TP}a/l, \quad (2.1)$$

где a – горло, l – высота решетки.

Вторичные течения в плоских решетках турбинных профилей исследовались также в МЭИ [16 – 18, 79, 96], ЦКТИ [30, 67], ЛПИ [7, 35] и других организациях. Однако даже переход к кольцевым решеткам профилей требует коррекции результатов, полученных на прямых решетках. Это объясняется тем, что в кольцевых решетках, как неподвижных, так и вращающихся, вторичные течения из-за переменной циркуляции вдоль профиля индуцируются также вдоль образующих лопаток. Кроме того, интенсивность вторичных течений у корневой ограничивающей поверхности возрастает по сравнению с прямой решеткой из-за так называемой «второй» кривизны этой поверхности, а у периферии вторичные течения часто усиливаются вследствие меридианного раскрытия проточной части в области лопаточных венцов. Специальные конструктивные мероприятия по уменьшению вторичных потерь рассмотрены в монографии [89].

Крайне немногочисленны исследования вторичных потерь в натуральных или близких к натуральным условиям работы турбинной ступени в группе [7]. Необходимость таких исследований очевидна, так как именно на их основе следует строить обобщения по вторичным потерям, используемые затем в составе математической модели оптимизации проточной части осевой тепловой турбины.

Концевые явления, обусловленные наличием радиального зазора у периферии необандаженного РК, оказывают существенное влияние на структуру пространственного потока и характеристики осевой турбинной ступени. У концов рабочих лопаток без бандажа происходят сложные физические явления, связанные с утечкой части рабочего тела в зазор. Взаимодействие щелевого и основного потоков и появление вследствие этого мощной вихревой структуры, деформирующей основной поток, в некоторых случаях оказывает влияние на течение даже в следующей по ходу рабочего тела ступени [7]. Систематические исследования влияния радиального зазора на КПД и структуру пространственного потока в осевой турбинной ступени проводились в ЛПИ [7, 35], ЦКТИ [15,30, 67,87], МЭИ [17,96], КАИ [24], ЛКИ [69,88], ЦИАМ [1] и других организациях. Разработан ряд эмпирических формул для ступеней с традиционными закрутками потока, которые гарантируют

удовлетворительное совпадение с экспериментом при умеренных значениях относительного радиального зазора ($\overline{\delta_2''} = \delta_2'' / l \leq 0,02$).

Вместе с тем, экспериментальные исследования турбинных ступеней с ТННЛ показывают, что влияние радиального зазора на КПД η в ступенях со сниженным градиентом степени реактивности выражено слабее, чем в ступенях обычного типа [7]. Этот экспериментальный факт обнаружен и другими исследователями [69,88]. Следовательно, для выбора оптимального распределения параметров вдоль радиуса турбинной ступени математическая модель проточной части осевой тепловой турбины должна содержать хотя бы эмпирические зависимости, отражающие влияние градиента степени реактивности на уровень концевых потерь у периферии необандаженного РК.

Совершенствование методов проектирования турбинных ступеней осуществляется в настоящее время за счет более полного учета реальных факторов, влияющих на физические процессы в проточной части турбины. К числу важнейших из них относится неизбежное наличие протечек рабочего тела, рекомендации по расчету которых представлены достаточно широко [1, 17, 24, 27, 35, 84, 90, 93, 95 и др.]. Особую важность приобретает точность определения величины протечек в зависимости от изменения геометрических характеристик бандажного уплотнения РК в связи с необходимостью оценки уровня переменных аэродинамических сил, вызывающих низкочастотную вибрацию роторов мощных паровых турбин. Парку паровых турбин присуща тенденция работы в пиковом и полупиковом режимах, что вследствие частых пусков и остановок приводит для гибких роторов к интенсивному износу бандажных уплотнений. Эти обстоятельства, с одной стороны, привели к усовершенствованию конструкций уплотнений, а с другой – вызвали интерес к созданию ступеней, малочувствительных к изменению радиальных зазоров, то есть ступеней со сниженным градиентом степени реактивности.

Уменьшения протечки над бандажом РК в ступенях со сниженным градиентом степени реактивности в сравнении со ступенями обычного типа можно ожидать, прежде всего, из-за снижения степени реактивности ρ_T'' у периферии, то есть из-за уменьшения перепада давлений на уплотнение у периферии РК. Однако особенности структуры пространственного потока в ступенях такого типа, выявленные расчетами

и экспериментами [7], требуют изучения их влияния на величину протечек, а также анализа возможности использования общепринятых методик их расчета в ступенях со сниженным градиентом степени реактивности.

Оптимизация конструкции турбины уже на стадии проектирования требует надежных данных о влиянии диафрагменных протечек на эффективность турбинной ступени. Несмотря на обилие рекомендаций по учету влияния диафрагменных протечек [1, 17, 24, 35, 67, 79, 95, 96 и др.], исследования в этом направлении продолжают оставаться актуальными. Это объясняется тем, что некоторые рекомендации противоречивы, а данные по изменению расходов протечек и их влиянию на работу турбинной ступени на режимах, отличных от номинального, практически отсутствуют. Мало исследовано также влияние протечек через корневой зазор перед НЛ на потери в турбинной ступени.

Таким образом, исследование потерь в проточной части выполнено, прежде всего, для создания полуэмпирических и эмпирических зависимостей, полученных, в основном, с использованием результатов обширных экспериментальных исследований характеристик и структуры пространственного потока в одноступенчатых и многоступенчатых воздушных турбинах со ступенями как обычного типа, так и со сниженным градиентом степени реактивности. Эти зависимости необходимы для формирования математической модели проточной части осевой тепловой турбины, которая используется в задаче нелинейной компьютерной оптимизации. Последнее обстоятельство выдвигает противоречивые требования максимально возможной простоты и, в то же время, приемлемой достоверности зависимостей, предназначенных для учета потерь кинетической энергии в проточной части турбины.

2.1. Профильные потери

Исходными данными для вычисления профильных потерь на стадии проектирования обычно являются параметры, скорости и углы потока в межвенцовых зазорах проточной части тепловой турбины.

Как уже отмечалось, профильные потери в решетках турбин, полученные на вращающихся моделях или в натуральных условиях, могут в два и более раз превосходить их величины, определенные для плоских решеток профилей в статических условиях. Поэтому далее выполнено

обобщение результаты опытов на вращающихся моделях для определения профильных потерь на этапе оптимизирующих проектировочных расчетов проточной части турбины [46,49]. Сложность и неоднозначность поставленной задачи очевидна, так как минимум исходной информации о геометрии лопаточных венцов на этом этапе проектирования и высокие требования к достоверности результатов при расчете профильных потерь находятся в явном противоречии друг с другом.

В результате обширных экспериментальных исследований [1, 13, 101] на плоских решетках была установлена зависимость коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ от суммы лопаточных углов $\beta_{1л} + \beta_{2л}$ и коэффициента $K = \sin\beta_{1л} / \sin\beta_{2л}$ (рис.2.1). Здесь $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ - лопаточные углы на входе и выходе из решетки.

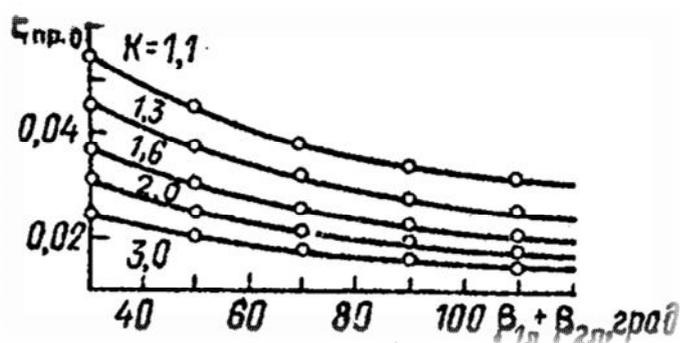


Рис.2.1. Потери трения в решетках.

Среди множества параметров, влияющих на $\zeta_{пр}$, эти параметры являются определяющими. Естественно считать, что они определяют также уровень профильных потерь для решеток НЛ и РЛ и в проточной части натурной турбины. Вместе с тем, получение опытных данных по коэффициентам профильных потерь $\zeta_{пр}$ в условиях вращения представляет собой несравнимо более сложную задачу и сопровождается большими погрешностями, чем в статических условиях [7,77]. Экспериментальные данные по измерению $\zeta_{пр}$ в условиях вращения [7,25,29,43,65, 98] сравнительно немногочисленны, часто противоречивы и не позволяют выявить двухпараметрическую зависимость

$$\zeta_{пр} = f[(\beta_{1л} + \beta_{2л}), \sin \beta_{1л} / \sin \beta_{2л}] .$$

Поэтому, прежде всего, представилось целесообразным установить однопараметрическую зависимость коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ от суммы лопаточных углов $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$ и коэффициента $K = \sin\beta_{1л} / \sin\beta_{2л}$. Используя приближенное решение для турбулентного пограничного слоя

и статистические данные по геометрическим характеристикам турбинных профилей, можно в качестве такого параметра предложить переменную

$$L = (\beta_{1,l} + \beta_{2,l})^{0,4} \sin \beta_{1,l} / \sin \beta_{2,l}, \quad (2.2)$$

где углы $\beta_{1,l}$ и $\beta_{2,l}$ измеряются в градусах [46]. В проектировочных расчетах без особого ущерба для точности можно принять $\beta_{1,l} \approx \beta_1$, $\beta_{2,l} \approx \beta_2^*$.

На рис.2.2 изображена кривая I зависимости $\zeta_{\text{ПР}} = f(L)$. Для решеток НЛ при вычислении L следует в формуле (2.2) заменить $\beta_{1,l}$ на $\alpha_{0,l}$ и $\beta_{2,l}$ на $\alpha_{1,l}$. При построении кривой I использовались экспериментальные данные работ [13,101]. В работе [13] приводится график зависимости коэффициента профильных потерь при нулевой толщине выходной кромки $\zeta_{\text{ПР},0}$ от $\beta_{1,l} + \beta_{2,l}$ и $K = \sin \beta_{1,l} / \sin \beta_{2,l}$ (рис.2.1). Этот график получен в результате исследований 95 эффективных решеток турбинных профилей с различными геометрическими параметрами, близкими к оптимальным относительными шагами, небольшой толщиной выходных кромок лопаток $\bar{d} = d/a = 0,03 - 0,1$. Опыты проводились в зоне автомодельности по числам M и Re ($M_{w_2} = 0,67 - 0,94$; $Re_{w_2} = w_2 b_2 / \nu_2 > 10^6$).

При построении кривой I на рис.2.2 использовались значения, отмеченные кружками на рис.2.1 при соответствующих $\beta_{1,l} + \beta_{2,l}$ и K , причем кривая I проводилась через значения $\zeta_{\text{ПР}} = \zeta_{\text{ПР},0} + \zeta_{\text{КР}}$, где $\zeta_{\text{КР}}$ – коэффициент кромочных потерь, $\zeta_{\text{КР}} = f(d)$, принято $\bar{d} = 0,075$, тогда $\zeta_{\text{КР}} = 0,0047$ [13], то есть $\zeta_{\text{ПР}} = \zeta_{\text{ПР},0} + 0,0047$. Так как в работе [13] изучались, в основном, профили РЛ, то к построению кривой I на рис.2.2 привлекались также результаты экспериментальных исследований 16 эффективных решеток профилей НЛ и РЛ [101].

Из рассмотрения кривой I на рис.2.2 видно, что коэффициенты профильных потерь в плоских решетках профилей, спроектированных двумя различными школами турбиностроения, удовлетворительно описываются однопараметрической зависимостью $\zeta_{\text{ПР}} = f(L)$. Таким образом, поле дискретных значений $\zeta_{\text{ПР}}$ на рис.2.1 с помощью переменной L стягивается в линию 1 на рис.2.2. При уменьшении параметра $L < 10$ значения $\zeta_{\text{ПР}}$ возрастают, что характерно для профилей РЛ активного типа с малой конфузурностью каналов. При $10 \leq L \leq 25$ $\zeta_{\text{ПР}}$ изменяются незначительно. Когда $L > 25$, наблюдается увеличение $\zeta_{\text{ПР}}$, что характерно для решеток НЛ с малыми углами выхода потока ($\alpha_{1,l} < 12^\circ$).

Выявление однопараметрической зависимости $\zeta_{пр} = f(L)$ дает возможность проанализировать результаты опытов по определению профильных потерь для турбинных решеток в условиях вращения. В таблице 2.1 представлены основные параметры и результаты экспериментальных исследований девяти прямых и одной обращенной турбинных ступеней. В таблице содержатся сведения для средних диаметров ступеней о геометрических характеристиках решеток НЛ и РЛ и коэффициентах профильных потерь, полученных в результате травесирования пространственного потока в межвенцовых зазорах проточной части при оптимальных значениях параметра u/C_0 .

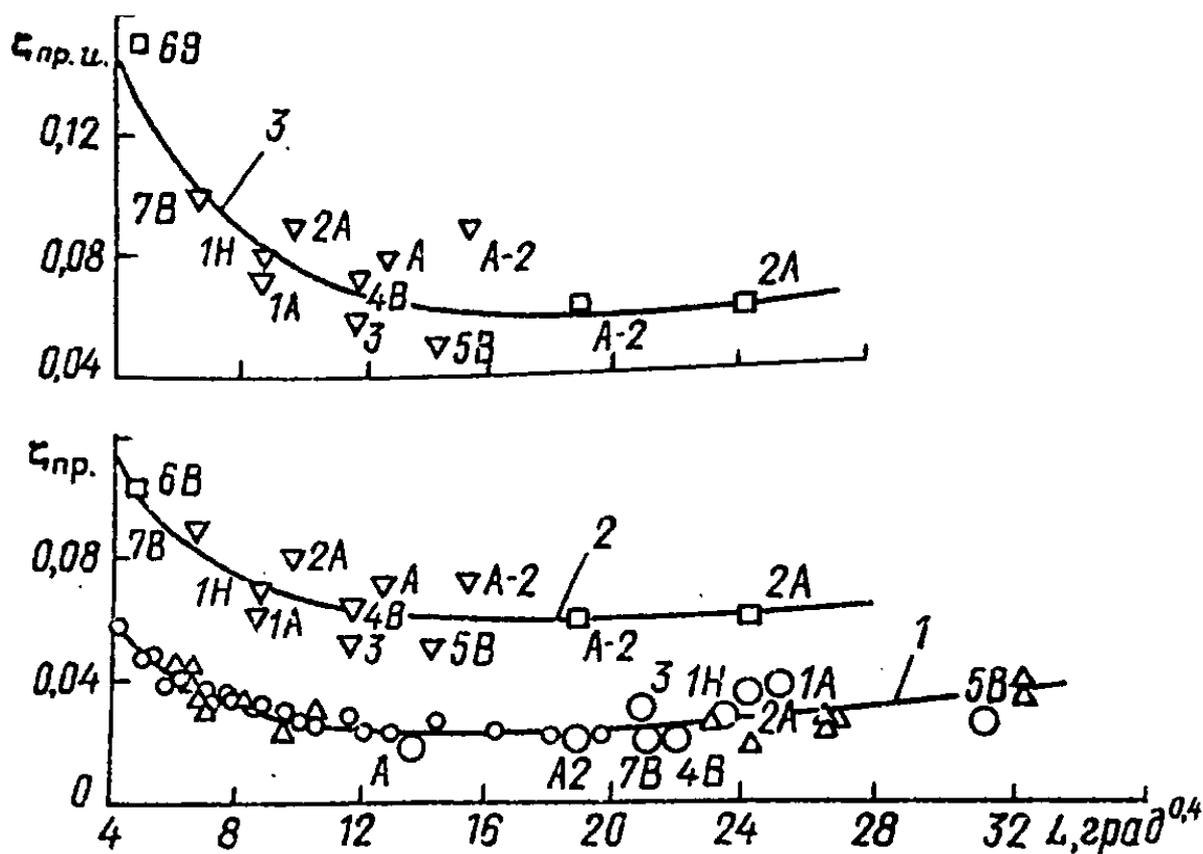


Рис.2.2. \circ – плоские решетки [13]; Δ - плоские решетки[101]; \bigcirc – направляющие решетки ступеней; \square – направляющие решетки в составе двухступенчатого отсека; ∇ – рабочие решетки ступеней; 1 – для плоских решеток и НЛ одиночных ступеней; 2,3 – для РЛ ступеней и НЛ вторых ступеней в составе отсека; 2 – приведенные значения.

Таблица 2.1

Ступень	Источник	$\frac{d_2}{l_2}$	$\alpha_{0л},$ $\beta_{1л},$ град	$\alpha_{1л},$ $\beta_{2л},$ град	$\zeta_{1ПР.И},$ $\zeta_{2ПР.И}$	$\zeta_{1ПР},$ $\zeta_{2ПР}$	$L_1,$ $L_2,$ (град) ^{0,4}	$\zeta_{1ПР.И}^{(отсек)}$, $\zeta_{2ПР.И}^{(отсек)}$
1А	[7]	6,3	90,0 38,2	14,8 21,7	0,042; 0,073	0,036 0,061	25,2 8,6	- -
2А	[7]	5,4	90,0 42,0	15,4 21,3	0,040 0,090	0,034 0,080	24,3 9,7	0,060 0,057
А-2	[7]	4,2	90,0 76,1	20,2 23,5	0,025 0,090	0,020 0,072	19,0 15,4	0,063 0,058
А	[7]	3,1	90,0 87,0	29,7 32,0	0,024 0,080	0,018 0,071	13,7 12,7	- -
3	[7]	6,3	90,0 55,0	18,2 24,0	0,040 0,059	0,030 0,052	20,9 11,6	- -
4В	[29, 65]	4,6	90,0 52,0	17,1 22,0	0,022 0,073	0,020 0,063	22,1 11,7	- -
5В	[25]	5,0	90,0 47,0	11,7 15,5	0,024 0,050	- -	31,3 14,3	- -
6В	[43]	9,8	- 24,0	- 24,0	- 0,150	- 0,103	- 4,7	- -
7В	[36], ступень 4	8,9	90,0 32,0	17,9 23,1	0,020 0,100	0,020 0,092	21,1 6,6	- -
1Н	[34]	11,5	90,0 40,5	15,9 23,2	0,040 0,079	0,026 0,070	23,6 8,7	- -

Для семи исследованных ступеней испытания проводились при умеренных числах $M_{c_1} = 0,4 - 0,6$; $M_{w_2} = 0,3 - 0,42$; $Re_{c_1} = (1,7 - 5) \cdot 10^5$; $Re_{w_2} = (1,5 - 2) \cdot 10^5$. Ступени 7В и 1Н принадлежат к классу высоконагруженных ступеней и характеризуются околзвучовыми числами $M_{c_1} = 0,90 - 0,98$ и большими числами $Re_{c_1} > 10^6$. Ступени 2А и А-2 исследовались также в качестве вторых в составе двухступенчатых турбинных отсеков. При этом потери в решетке РЛ остались на том же уровне, что и в одноступенчатом варианте, а потери в решетке НЛ возросли [7]. Для ступеней, исследованных в ЛПИ, закрытый осевой зазор между НЛ и РЛ соответствовал значениям $\bar{\delta}_{1\alpha} = \delta_{1z} / (b_1 \sin \alpha_1) > 0,6$. Для таких значений $\bar{\delta}_{1\alpha}$ степень неравномерности потока $\chi_1 = (c_{1\max} - c_{1\min}) / c_{1\max}$ не слишком велика ($\chi_1 < 0,07$ [1]). Относительные шаги решеток НЛ и РЛ

модельных ступеней изменялись в диапазонах $0,51 < \bar{t}_1 < 0,81$; $0,63 < \bar{t}_2 < 0,74$ и были близки к оптимальным значениям. Толщины выходных кромок НЛ и РЛ были невелики и составляли для НЛ $\bar{d}_1 = 0,04 - 0,09$ и для РЛ $\bar{d}_2 = 0,04 - 0,08$.

Результаты экспериментальных исследований коэффициентов профильных потерь в турбинных ступенях представлены на рис.2.2. Кривая 3 отображает зависимость $\zeta_{\text{ПР.И}} = f(L)$ и построена по значениям $\zeta_{\text{ПР.И}}$, измеренным в опытах (см. табл.2.1). Хотя и наблюдается определенный разброс значений $\zeta_{\text{ПР.И}}$, но характер зависимости $\zeta_{\text{ПР.И}} = f(L)$ все же сохраняется таким же, что и для плоских решеток профилей (кривая 1). С целью уменьшения разброса экспериментальных значений $\zeta_{\text{ПР.И}}$ было выполнено приведение результатов опытов по числам Re и толщинам d выходных кромок лопаток. Приведение по числам Re [1] выполнялось до значения $Re = 10^6$ по формуле

$$\zeta_{\text{ПР}} = \zeta_{\text{ПР.И}} - \Delta\zeta_{\text{ПР Re}},$$

где

$$\Delta\zeta_{\text{ПР Re}} = \frac{2100}{Re} - 0,0021. \quad (2.3)$$

Использование формулы (2.3) основано на том, что рабочие решетки воздушных турбин, представленные в табл.2.1, исследовались в не автомодельной по числу Re области. В пользу такого приведения можно добавить, что поверхности лопаток воздушных турбин доводились полировкой до 8-9 класса шероховатости ($\Delta_{\text{max}} = 1..2 \text{ мкм}$), то есть практически были в опытах аэродинамически гладкими.

Результаты опытов с НЛ в одноступенчатом варианте (см. [13]) приводились по толщинам \bar{d} выходных кромок до значения $\bar{d} = 0,075$, а опыты с РЛ и НЛ в двухступенчатом варианте – до значения $\bar{d} = 0,06$. При анализе значений $\zeta_{\text{ПР}}$ для ступени А-2 учитывались положительные углы атаки. Данные работы [46] получены для устаревшей конструкции РЛ активного типа ($\beta_{1л} = \beta_{2л}$) с прямолинейными входными и выходными участками на спинке профиля. Поэтому при нанесении точки по ступени БВ на кривую 2 было использовано лишь приращение коэффициента потерь $\Delta\zeta_{\text{ПР}} = 0,05$ между значениями $\zeta_{\text{ПР}}$ для режимов нестационарного и стационарного обтекания решетки РЛ. Эта величина $\Delta\zeta_{\text{ПР}}$ была отложена от значения $\zeta_{\text{ПР}}$, полученного по кривой при соответствующем L . Приведенные значения $\zeta_{\text{ПР}}$ представлены в таблице 2.1.

Как уже отмечалось в ряде работ [1,7,77], коэффициенты профильных потерь $\zeta_{пр}$ для плоских решеток и для кольцевых решеток НЛ в составе одиночной ступени удовлетворительно совпадают (рис.2.2) и поэтому группируются относительно кривой 1. Зависимость $\zeta_{пр} = f(L)$ в решетках РЛ и НЛ, определенная для обтекания в реальных условиях, характеризуется кривой 2 на рис.2.2. Кривая 2 была проведена через приведенные значения $\zeta_{пр}$, благодаря чему уменьшился разброс опытных данных.

Из рассмотрения кривой 2 следует, что параметр L является достаточно универсальным, так как коэффициенты профильных потерь $\zeta_{пр}$ как для РЛ, так и для НЛ вторых ступеней в составе двухступенчатого отсека удовлетворительно группируются около кривой 2 (рис.2.2). Этот экспериментальный факт можно объяснить преобладающим влиянием на потери геометрических характеристик профилей, турбулентности, неравномерности и нестационарности потока по сравнению с влиянием центробежных и кориолисовых сил инерции на течение в пограничном слое, характерном лишь для РЛ. Некоторое увеличение потерь в средней части НА за ступенью в составе трехзвенника обнаружено также в опытах ХПИ. В опытах ЛМЗ с трехзвенником [64] на расчетных значениях параметра u/C_0 увеличения потерь в НА за ступенью не обнаружено, однако с уменьшением u/C_0 дополнительные потери в НА за ступенью заметно возрастали (до $\Delta\zeta_{пр} \approx 0,033$). Одной из причин нестыковки результатов опытов может служить взаимное расположение вязких кромочных следов сопловых лопаток предыдущей ступени и входных кромок сопловых лопаток следующей ступени (см. п. 3.9). Таким образом, более глубокий анализ потерь в НА промежуточной ступени требует дальнейших исследований. Уместно подчеркнуть, что такие исследования чрезвычайно трудоемки и не отличаются высокой точностью [77].

Испытания турбинной ступени в одиночном варианте и в качестве второй в составе двухступенчатого отсека убедительно показывают, что потери в РК остаются практически неизменными [7]. Следовательно, кривую 2 на рис.2.2 можно использовать для оценки коэффициентов профильных потерь в РК как одиночных ступеней, так и ступеней в группе. При одинаковом значении параметра L разность между ординатами кривых 2 и 1 характеризует дополнительные профильные

потери $\Delta\zeta_H$ для РК по сравнению с их уровнем для плоской решетки (рис.2.3).

Видно, что эти, характерные для натуральных условий, дополнительные потери увеличиваются при уменьшении параметра L . Уменьшение параметра L в соответствии с формулой (2.2) означает увеличение угла поворота потока и уменьшение степени конфузурности решетки профилей. В методике расчета дополнительных потерь от нестационарности, предложенной ЛМЗ [64] для решёток паровых турбин, их величина $\Delta\zeta_H$ также зависит от геометрических характеристик лопаточных венцов.

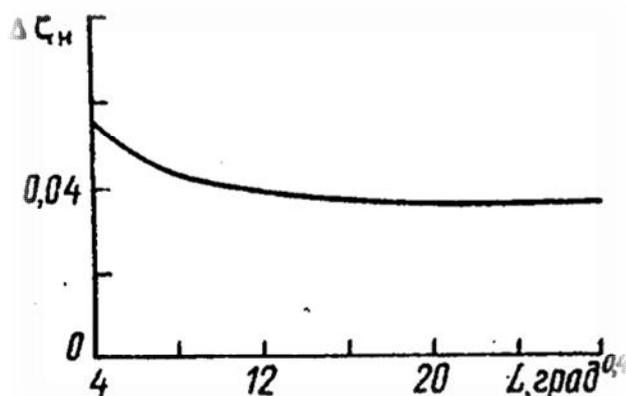


Рис.2.3. Дополнительные профильные потери

На основании изложенного выше, коэффициенты профильных потерь в решетках НЛ и РЛ многоступенчатых осевых тепловых турбин в зоне автомодельности по числу Re можно рекомендовать вычислять по обобщенной полуэмпирической формуле:

$$\zeta_{\text{пр}} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right)^{0,251} \cdot \left(\frac{1,2}{L^2} + 8 \cdot 10^{-6} L^2 + 0,009\right) + 0,38\bar{d}^2 + 0,034\bar{d} + A, \quad (2.4)$$

где ε – относительная шероховатость натурального профиля, $\varepsilon_0 \approx 10^{-4}$ – средняя относительная шероховатость исследованных профилей НЛ и РЛ, параметр L определяется по формуле (2.2), $\bar{d} = d/a$ – относительная толщина выходной кромки профиля, влияние \bar{d} учтено в соответствии с рекомендациями работы [13]. В оптимизационных проектировочных расчетах влиянием шероховатости можно в первом приближении пренебречь и принять $\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}\right)^{0,251} \approx 1$. Постоянная $A=0,025$ для НЛ и $A=0,04$ для РЛ.

Формулу (2.4) рекомендуется использовать для современных профилей НЛ и РЛ при близких к оптимальным относительных шагах и при дозвуковых режимах течения. Влияние на коэффициенты профильных потерь кинетической энергии отклонений относительного шага $\bar{t} = t/b$ от оптимальных значений, чисел M , углов атаки, косоуго обтекания, охлаждения, влаги, аэрозолей и других факторов можно учесть дополнительно [1, 5, 17, 42, 65, 70 и др.].

В связи с тенденцией интенсификации рабочих процессов в турбинах актуальным является переход от дозвуковых к около- и сверхзвуковым скоростям потока. Влияние числа M на профильные потери изучалось, в основном, в экспериментальных исследованиях на плоских решетках турбинных профилей [1, 17, 42, 67, 70, 79, 84, 90, 96 и др.]. В этих работах показано, что влияние числа M существенно зависит от конфигурации и типа решетки профилей. При исследованиях структуры пространственного потока в межвенцовых зазорах проточной части высоконагруженной турбинной ступени [33] при $\lambda_{c1} \approx 1,22$ обнаружен существенный рост потерь и изменение структуры потока в прикорневой зоне сверхзвуковых скоростей за НА по сравнению с испытаниями НА при снятом РК. Поэтому в настоящее время учет влияния числа M на профильные потери можно выполнить лишь весьма приближенно.

Использование формулы (2.4) в проектировочных расчетах предполагает, что спроектированная решетка профилей будет обтекаться безотрывно. Особенно трудно обеспечить выполнение этого условия для рабочих решеток высоконагруженных турбинных ступеней с большим углом поворота потока и сравнительно малой степенью конфузурности, то есть для решеток с малыми значениями параметра L (рис.2.2). Так, например, в работе [36] представлены результаты экспериментальных исследований ступеней 3, 4 и 5, которые имеют на среднем диаметре РК одинаковое значение параметра $L = 6,6$. В то же время, для ступеней 3 и 5 коэффициент профильных потерь в РК на среднем диаметре $\zeta_{2пр} \approx 0,28$, а для ступени 4 - $\zeta_{2пр} \approx 0,1$. Столь высокие значения $\zeta_{2пр}$ для ступеней 3 и 5 авторы убедительно объясняют развитым отрывом потока при обтекании РЛ нерациональной формы. Поэтому для анализа влияния параметра L на коэффициенты $\zeta_{пр}$ из работы [36] использованы результаты экспериментальных исследований только ступени 4 (см. табл.2.1).

2.2. Вторичные потери

Как уже отмечалось, картина вторичных вихревых течений в лопаточных венцах осевых турбомашин чрезвычайно сложна. Вторичные течения имеют ярко выраженную пространственную структуру. Поэтому учет вторичных потерь в рамках осесимметричной модели течения, конечно, весьма условен. Вместе с тем, как показывают результаты экспериментальных исследований турбинных ступеней, роль вторичных потерь в общем балансе потерь кинетической энергии значительна, особенно для РК. Поэтому очевидна важность правильного учета вторичных потерь в проектировочных расчетах проточных частей осевых паровых и газовых турбин.

В качестве основополагающего соотношения при определении коэффициентов вторичных потерь ζ_{BT} используем формулу (2.1). Как уже отмечалось, формула (2.1) получена в результате расчета турбулентного пограничного слоя на плоской стенке при наличии продольного и поперечного градиентов давления [85]. Однако учет вторичных явлений у корня и у периферии лопаточного венца будем производить отдельно, используя следующие соотношения:

$$\zeta_{BT} = \zeta'_{BT} + \zeta''_{BT}, \quad (2.5)$$

$$\zeta'_{BT} = \zeta'_{TP} a' / l, \quad (2.6)$$

$$\zeta''_{BT} = \zeta''_{TP} a'' / l. \quad (2.7)$$

В формулах (2.6) и (2.7), как и в монографии [1], по сравнению с формулой (2.1) вместо коэффициента потерь трения ζ_{TP} используются коэффициенты профильных потерь ζ_{TP} , которые могут быть вычислены для корневого и периферийного сечений по формуле (2.4). Целесообразность такой замены установлена в результате анализа опытных данных. В соответствии с формулой (2.5) суммарный коэффициент вторичных потерь ζ_{BT} для НЛ или РЛ определяется как среднеарифметическая величина между коэффициентами вторичных потерь двух плоских решеток, образованных корневым и периферийным профилями и имеющих ту же высоту, что и НЛ или РЛ.

Наибольший интерес представляет проверка формул (2.5) – (2.7) в условиях, максимально приближенных к натурным. С этой целью сравним вычисленные по формулам (2.6) и (2.7) и полученные в опытах данные по вторичным потерям в направляющем аппарате вторых ступеней 2А и А-2 в составе двухступенчатых турбинных отсеков [7]:

Таблица 2.2

Ступень	ζ'_{1BT}	$\zeta'_{1BT.P}$	ζ''_{1BT}	$\zeta''_{1BT.P}$
2A	0,006	0,0054	0,008	0,0117
A-2	0,005	0,0074	0,008	0,0114

Экспериментальные ζ'_{1BT} , ζ''_{1BT} и расчетные $\zeta'_{1BT.P}$, $\zeta''_{1BT.P}$ значения коэффициентов вторичных потерь удовлетворительно совпадают.

Гораздо сложнее обстоит дело с оценкой достоверности формул (2.5) – (2.7) для РК турбинных ступеней. Прежде всего, отметим, что выделить вторичные потери у периферии по результатам опытов чрезвычайно трудно. Траверсирование за РК обычно проводится примерно на расстоянии шага t_{2c} от выходных кромок РЛ. Поэтому даже в обандаженной ступени поток протечки над РЛ и основной поток, прошедший через каналы РЛ и образовавший периферийные вторичные вихри, успевают до сечения траверсирования вступить в сложное взаимодействие, затрудняющее выделение вторичных потерь. Для РК без бандажа это взаимодействие начинается в каналах РЛ у периферии и оказывает свое влияние на значительную часть основного потока.

Интенсивность вторичных течений у корня РЛ турбинной ступени в группе существенно зависит от способа подвода диафрагменной протечки или воздуха, охлаждающего диск, к основному потоку. Влияние подсоса G'_{VT} рабочего тела в прикорневой зоне РК на потери рассмотрено далее. Сравним расчетные и опытные значения коэффициентов вторичных потерь у корня ζ'_{2BT} для РК четырех турбинных ступеней средней веерности при условии отсутствия протечек через диафрагму $G'_{VT} = 0$ [7]:

Таблица 2.3

Ступень	ζ'_{2BT}	$\zeta'_{2BT.P}$	ρ'_T
1A	0,080	0,022	0,02
2A	0,070	0,018	-0,02
1B	0,023	0,019	0,18
2B	0,020	0,018	0,20

Если для рабочего колеса ступеней 1B и 2B совпадение опытных ζ'_{2BT} и расчетных $\zeta'_{2BT.P}$ значений коэффициентов вторичных потерь удовлетворительно, то для РК ступеней 1A и 2A расхождение между

расчетом и опытом довольно значительно. По-видимому, решающее влияние на вторичные потери у корня РК оказывает уровень степени реактивности ρ'_T . В самом деле, начальная завихренность потока в корневых сечениях перед РЛ, по сравнению с ядром потока, усилена вторичными вихревыми «усами», генерируемыми решеткой НЛ. Сравнительно высокая корневая степень реактивности ρ'_T ступеней 1Б и 2В (см. табл.2.3) вследствие уменьшения давления и ускорения потока в каналах РЛ, способствует гашению отрывных явлений, обусловленных сложным взаимодействием вихревых структур набегающего потока и вторичных течений в прикорневой зоне РК. Для ступеней 1А и 2А степень реактивности ρ'_T мала (см. табл.2.3), поэтому измеренные в опытах вторичные потери у корня весьма значительны по сравнению с расчетными.

Результаты траверсирования потока за НА турбинных ступеней, направляющие лопатки которых имеют тангенциальный наклон, показывают существенное снижение вторичных потерь у корня и увеличение их у периферии НЛ [7]. «Саблевидные» направляющие лопатки, предложенные МЭИ [17,96], за счет применения тангенциального наклона у периферии с отрицательными углами δ'' способствуют уменьшению и там вторичных потерь. Последнее время «саблевидные» направляющие лопатки широко применяют в проточных частях ЦВД паровых турбин [14,100]. Таким образом, ТННЛ можно рассматривать в качестве эффективного средства воздействия на вторичные потери в турбинной ступени.

Вместе с тем, применение отрицательных углов δ'' у периферии приводит, при прочих равных условиях, к увеличению градиента степени реактивности вдоль радиуса турбинной ступени. Этот побочный эффект иногда нежелателен, особенно для длинных лопаток последних ступеней паровых турбин и для промежуточных ступеней со сравнительно большими радиальными зазорами у периферии РК. В этих случаях может оказаться полезным использование предложения ЛПИ и ЛМЗ [83] по рациональному проектированию сопловых аппаратов с ТННЛ. Суть этого предложения заключается в том (рис. 2.4), что примерно на 3/4 высоты l_l от корневого обвода направляющие лопатки выполняются с тангенциальным наклоном и прямолинейными выходными кромками, а выше осуществляется плавный переход выходной кромки на радиальное

направление в периферийном сечении ($\delta'' = 0$). Целесообразность такого конструктивного решения иллюстрируют распределения вдоль радиуса коэффициентов потерь ζ_1 для ступеней 2A и 2B (рис.2.5).

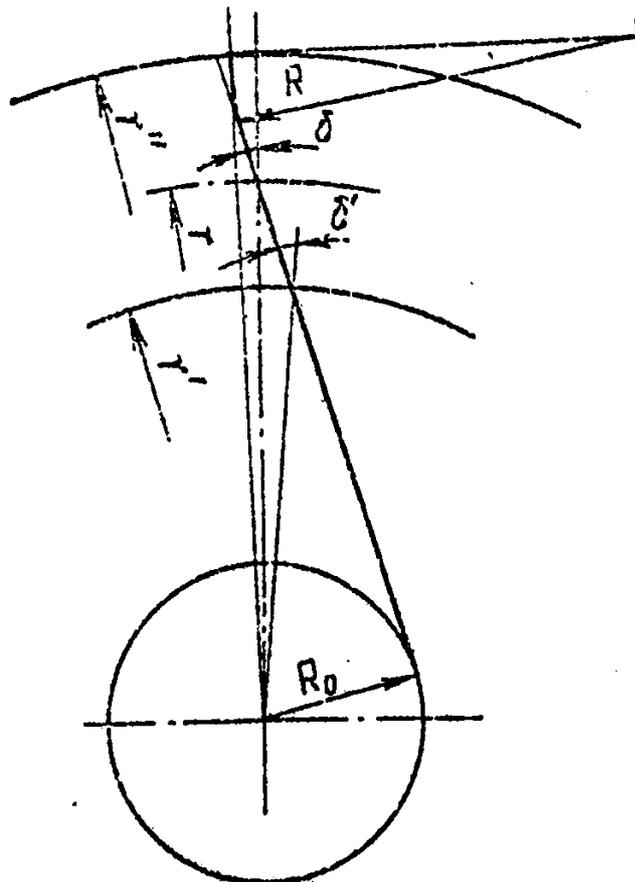


Рис.2.4. Сопловая лопатка с ТННЛ

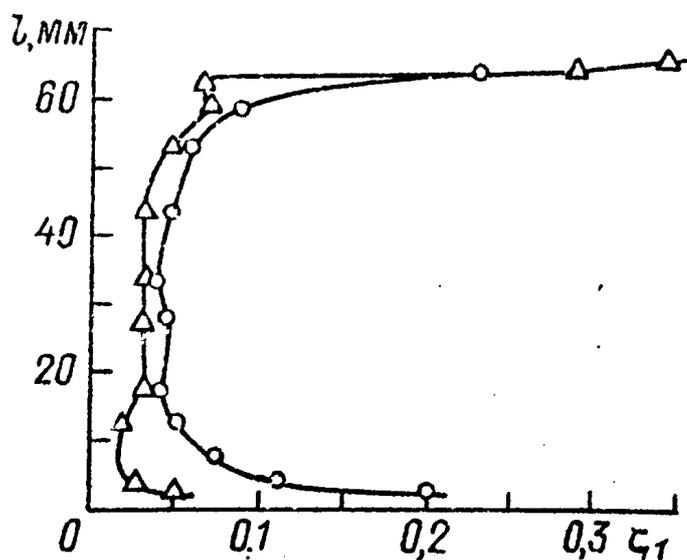


Рис.2.5. \circ – ступень 2A, Δ – ступень 2B.

Для ступени 2B, выходные кромки НЛ которой имеют тангенциальный наклон с переходом на радиальное направление ($\delta'' = 0$), потери у периферии не больше, чем для ступени 2A, выходные кромки которой по всей высоте установлены радиально. В то же время, потери у корня НЛ в ступени 2B существенно меньше, чем в ступени 2A, в основном, за счет уменьшения в этой зоне вторичных потерь.

Благоприятное влияние ТННЛ на уровень потерь у корня НА можно объяснить двумя факторами. Во-первых, уменьшение скоростей на выпуклой стороне профиля направляющих лопаток, установленных наклонно, по сравнению с их радиальной установкой, приводит к уменьшению перепада давлений поперек межлопаточного канала в корневом сечении и к уменьшению, вследствие этого, интенсивности вторичного вихря. Во-вторых, пространственная конфузурность течения у корня на выходе из НА, характерная для ступеней с ТННЛ [7], по-видимому, также способствует гашению вторичного вихря.

На основании уже изложенного для расчета коэффициента вторичных потерь ζ'_{BT} у корня турбинной решетки вместо формулы (2.6) предлагается использовать следующее выражение:

$$\zeta'_{BT} = A_{\delta'} A_{\rho_T'} \zeta'_{IP} a' / l, \quad (2.8)$$

где $A_{\delta'} = 1/(1+4tg\delta')$ - коэффициент, учитывающий для НА влияние ТННЛ.

При расчете ζ'_{1BT} для РЛ принимается $A_{\delta'} = 1$. Коэффициент $A_{\rho_T'} = 2 - \rho_T' / 0,2$ учитывает влияние степени реактивности ρ_T' на ζ'_{BT} для РК. Если $\rho_T' > 0,2$, а также при расчете ζ'_{BT} для НА принимается $A_{\rho_T'} = 1$.

Раскрытие проточных частей осевых тепловых турбин обычно выполняется по периферии, где степень реактивности велика и закрученный поток рабочего тела наименее склонен к отрыву. Появление углов меридианного раскрытия проточной части, как известно, приводит к увеличению вторичных потерь у периферии решеток НЛ и РЛ [1, 17, 35, 42, 79, 96]. Используя рекомендации монографии [42], вместо формулы (2.7) запишем

$$\zeta''_{BT} = A_{\rho_T''} A_{\delta''} A_{\gamma''} \zeta''_{IP} a'' / l, \quad (2.9)$$

где $A_{\delta''} = (1+4tg\delta'')$ - коэффициент, учитывающий для НА влияние ТННЛ.

При расчете ζ''_{BT} для РЛ принимается $A_{\delta''} = 1$. Коэффициент $A_{\gamma''} = [1 + 0,003(\gamma'')^2]$, где угол γ'' - в градусах, предназначен для

приближенного учета влияния меридианного раскрытия проточной части на вторичные потери у периферии решеток НЛ или РЛ [42]. Коэффициент $A_{\rho_T}'' = 2 - \rho_T''/0,2$ учитывает влияние ρ_T'' . Если $\rho_T'' > 0,2$, то $A_{\rho_T}'' = 1$. Для НЛ $A_{\rho_T}'' = 1$.

Формулы (2.8) и (2.9) просты и поэтому удобны для использования при решении задач компьютерного поиска оптимального варианта проточной части осевой тепловой турбины, так как такие задачи требуют большого объема расчетов на ЭВМ. В этих формулах учтены основные факторы, определяющие уровень вторичных потерь. Напомним, что коэффициенты профильных потерь $\zeta_{\text{лр}}'$ и $\zeta_{\text{лр}}''$, входящие в формулы (2.8) и (2.9), вычисляются по формуле (2.4) с учетом реальных особенностей течения рабочего тела, характерных для натуральных турбин. Формулы (2.8) и (2.9) следует применять при дозвуковых скоростях потока, влияние около- и сверхзвуковых скоростей можно учесть дополнительно [79].

2.3. Потери у периферии рабочего колеса без бандажа

В периферийной части рабочей решетки без бандажа поток рабочего тела имеет ярко выраженную трехмерную структуру. Физические явления, происходящие у периферии РК при взаимодействии вторичных течений направляющих и рабочих лопаток, основного и щелевого потоков, чрезвычайно сложны [7, 30, 35, 67] и затрудняют разработку адекватной им математической модели. Поэтому учет дополнительных потерь кинетической энергии, обусловленных наличием радиального зазора у периферии РК без бандажа, обычно выполняется с использованием эмпирических зависимостей, полученных в опытах с турбинными ступенями на воздушных стендах [1, 15, 17, 30, 35, 67, 87, 96 и др.]. Подавляющее большинство этих исследований относится к турбинным ступеням с традиционными закрутками лопаточных венцов типа $c_u r = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$, $\rho c_z = \text{const}$. Влияние радиального зазора на КПД турбинной ступени весьма существенно, поэтому в современных авиационных двигателях принимают даже специальные конструктивные меры по сохранению близких к минимальным радиальных зазоров в широком диапазоне эксплуатационных режимов [42].

Эмпирические формулы, рекомендуемые для учета влияния радиального зазора на потери в турбинной ступени, могут давать

результаты, различающиеся в два и более раз. Это обстоятельство объясняется не только сложностью физических явлений у периферии необандаженного РК и неизбежными погрешностями опытов, но также, в значительной мере, различиями в конструктивном оформлении меридианных обводов проточной части у периферии турбинной ступени и в геометрии лопаточных венцов.

Экспериментальными исследованиями ЛПИ [7] доказано существование оптимальной положительной перекрыши для любой конкретной величины радиального зазора. Если считать, что турбинная ступень выполнена с оптимальной перекрышей, то уменьшение внутреннего КПД под влиянием радиального зазора можно приближенно оценить по формуле

$$\Delta\eta = 2\delta_2''/l_2. \quad (2.10)$$

Формула (2.10) удовлетворительно подтверждается также опытами, проведенными в БИТМ [35], и ее можно использовать в газодинамических расчетах турбинных ступеней с традиционными закрутками лопаточных венцов.

Исследования характеристик турбинных ступеней с ТННЛ при разных радиальных зазорах показали, что КПД η этих ступеней снижается при увеличении относительного радиального зазора $\bar{\delta}_2'' = \delta_2''/l_2$ практически линейно и более полого, чем КПД η ступеней, закрученных по закону $c_u r = const$ [7]. Подобные результаты для турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности получены и другими исследователями [69, 88]. Для приближенного учета влияния градиента степени реактивности на снижение внутреннего КПД турбинной ступени при разных радиальных зазорах можно рекомендовать эмпирическую формулу

$$\Delta\eta = [2 - 0,85(1 - n_\rho)]\delta_2''/l_2, \quad (2.11)$$

где n_ρ зависит от степени реактивности ρ_T' у корня и ρ_T'' у периферии ступени и в предположении степенной зависимости изменения степени реактивности вдоль радиуса вычисляется по формуле

$$n_\rho = \ln[(1 - \rho_T')/(1 - \rho_T'')]/[2\ln(d_1''/d_1')]. \quad (2.12)$$

Причина малой чувствительности турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности и оптимальной положительной перекрышей к величине радиального зазора у периферии РК без бандажа заключается, по нашему мнению, в специфических

особенностях пространственных явлений в потоке рабочего тела. Меридианные линии тока в межвенцовом зазоре таких ступеней, как показывают расчеты пространственного потока, искривлены выпуклостью к оси турбины [7]. За счет этого, по-видимому, при прочих равных условиях, основной и щелевой потоки у периферии вступают во взаимодействие ближе к выходной конфузорной части решетки профилей РК, вследствие чего это взаимодействие проявляется слабее, чем в турбинных ступенях обычного типа.

Как показали результаты экспериментальных исследований турбинных ступеней, увеличение хорды b_2'' рабочей лопатки у периферии можно рассматривать в качестве эффективного средства уменьшения вредного влияния радиального зазора на КПД турбинной ступени [7]. В монографии [42] рекомендуется также некоторое уменьшение углов $\beta_{2\phi}$ периферийных сечений РЛ. Обзор способов снижения потерь от радиальных зазоров в результате воздействия на вторичные течения сделан в статье [88]. К сожалению, учет перечисленных факторов затруднителен на этапе проектировочных расчетов и становится возможным только после конструктивной проработки лопаточных венцов.

2.4. Потери у периферии рабочего колеса с бандажом

Очевидно, что снижение степени реактивности у периферии способствует уменьшению утечки рабочего тела над обандаженным РК. Уменьшение протечек над бандажами РК паровых турбин представляет особый интерес, так как с ростом единичных мощностей увеличивается опасность возникновения низкочастотных вибраций ротора. Одна из основных причин возникновения вибраций заключается в появлении циркуляционной силы на РК, которая, главным образом, зависит от местного удельного изменения утечки $\overline{\Delta G} = \Delta G / G$ при радиальном смещении ротора [37]. Есть основания полагать, что для ступеней со сниженным градиентом степени реактивности уменьшение протечки через бандаж РК приведет к снижению уровня циркуляционных сил. Уменьшение перепада давлений на бандажном уплотнении благоприятно также из-за снижения уровня «бандажных» сил [37].

В работе [63] представлен обзор существующих методов оценки величины протечки над бандажом РК и рекомендуется формула для расчета расхода G_{II} протечки:

$$G_{\Pi} = \pi d_2'' \delta_3 \rho_2'' \sqrt{2[\rho_T'' + (A\phi'')^2(1 - \rho_T'')]H_0''}, \quad (2.13)$$

где δ_3 – эквивалентный радиальный зазор,

$$\delta_3 = \left[\left(\frac{d_2''}{\mu_{oc} \delta_1 d_1''} \right)^2 + \frac{z}{(\mu k_y \delta_2'')^2} \right]^{-1/2}, \quad (2.14)$$

μ_{oc} и μ – коэффициенты расхода через осевой и радиальный зазоры, k_y – коэффициент, учитывающий число усиков в прямоточном радиальном уплотнении, z – число усиков радиального уплотнения, δ_2'' – величина радиального зазора, d_1'' и d_2'' – величины периферийных диаметров обвода проточной части (рис.2.6), $A = c_{\Pi} / c_1''$, c_{Π} – скорость на входе в радиальный зазор. Значения коэффициентов μ_{oc} и μ выбираются на основании опытных данных [17,96], которые не учитывают искривления поверхностей тока в межвенцовом зазоре турбинных ступеней, особенно сильно выраженного при введении мероприятий по снижению градиента степени реактивности. Поэтому представляется целесообразным рассмотреть влияние закрутки НЛ и РЛ на коэффициенты расхода, величину протечки через бандажные уплотнения РК и эффективность турбинной ступени [39,59].

В качестве объектов исследований были выбраны турбинные ступени *1А* и *1Б* средней веерности ($d_2/l_2 = 6,36$). Ступень *1А* спроектирована в соответствии с условием постоянства циркуляции, выходные и входные кромки НЛ ориентированы вдоль радиуса. Ступень *1Б* выполнена со сниженным градиентом степени реактивности, что достигнуто за счет умеренного ТННЛ ($\delta_c = 10^\circ$) в сочетании с обратной закруткой ($\alpha_1' - \alpha_1'' = 7,7^\circ$). Осевые и радиальные зазоры, диаметры и высоты лопаток ступеней *1А* и *1Б* одинаковы. Конструкция бандажного уплотнения у периферии РК для ступеней *1А* и *1Б* имеет вид, представленный на рис. 2.6, причем, $\Delta = 0,76 \text{ мм}$, $\delta_1 = 1,5 \text{ мм}$, $\delta_2'' = 0,75 \text{ мм}$. Помимо исходного варианта, испытания ступеней *1А* и *1Б* проводились с одним передним усиком бандажного уплотнения ($\delta_2'' = 0,75 \text{ мм}$), а также без усиков ($\delta_2'' = 1,3 \text{ мм}$).

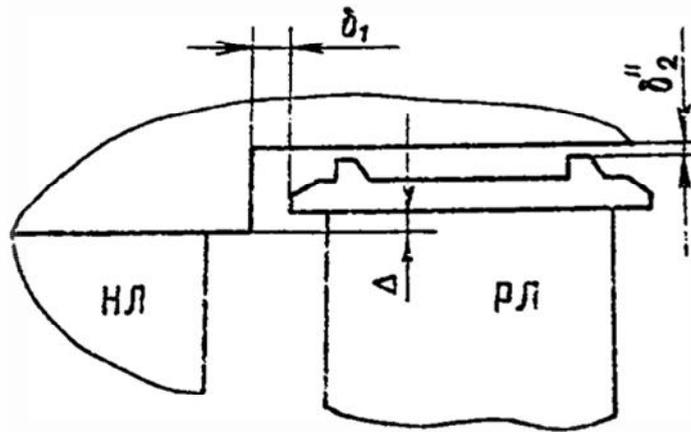


Рис.2.6. Периферийная часть турбинной ступени с бандажом.

На рис.2.7 и 2.8 представлены суммарные характеристики ступеней *1А* и *1Б* при различных конструкциях бандажного уплотнения. Применение уплотнения с одним передним усиком приводит к незначительному снижению КПД η : для ступеней *1А* – на 0,4%, для ступени *1Б* – на 0,3%. Это дает возможность рекомендовать бандажные уплотнения с одним передним усиком в качестве метода борьбы с «бандажными» силами и как средство усиления сепарации влаги за РК в результате подрезки бандажа и свеса выходных кромок РЛ.

Бандаж без усиков ($\delta_2'' = 1,3 \text{ мм}$) снижает КПД η для ступени *1А* на 1,4%, для ступени *1Б* – на 1,1%. Таким образом, получено некоторое преимущество ступени *1Б* по сравнению со ступенью *1А* для всех исследованных вариантов конструкции бандажного уплотнения.

Увеличение протечек над бандажом приводит к уменьшению степеней реактивности ρ_T'' и ρ_T' (рис.2.7 и 2.8). Так, увеличение радиального зазора до $\delta_2'' = 1,3 \text{ мм}$ снизило ρ_T'' в ступени *1А* с 0,364 до 0,324, а в ступени *1Б* – с 0,268 до 0,235 (при $u/C_0 = 0,56$). Уменьшение ρ_T' менее существенно: в ступени *1А* с 0,012 до 0,01, в ступени *1Б* – с 0,184 до 0,165. Снижение ρ_T'' в ступени *1Б*, в сравнении со ступенью *1А*, во всех исследованных вариантах благоприятно с точки зрения уменьшения уровня «бандажных» сил [37].

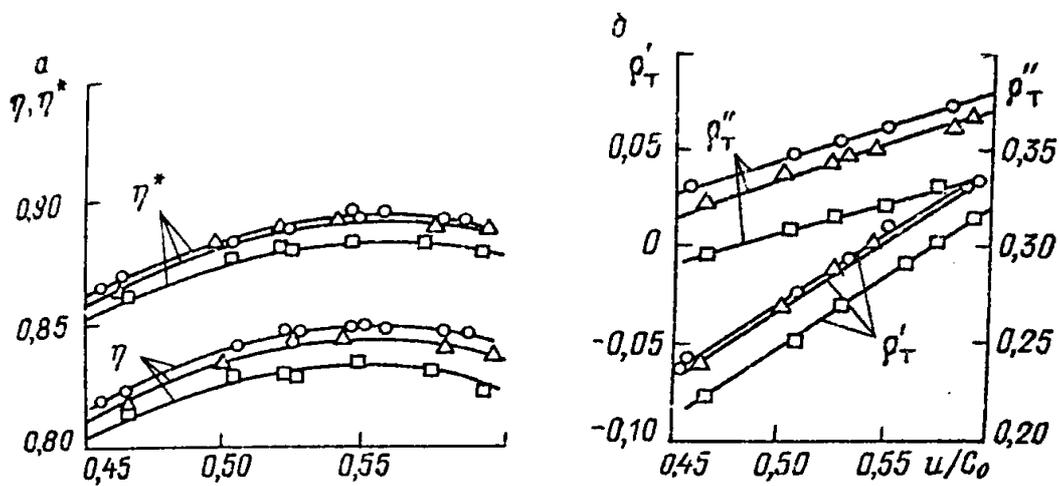


Рис.2.7. 1А: \circ – 2 усика, Δ – 1 усик, \square – без усиков.

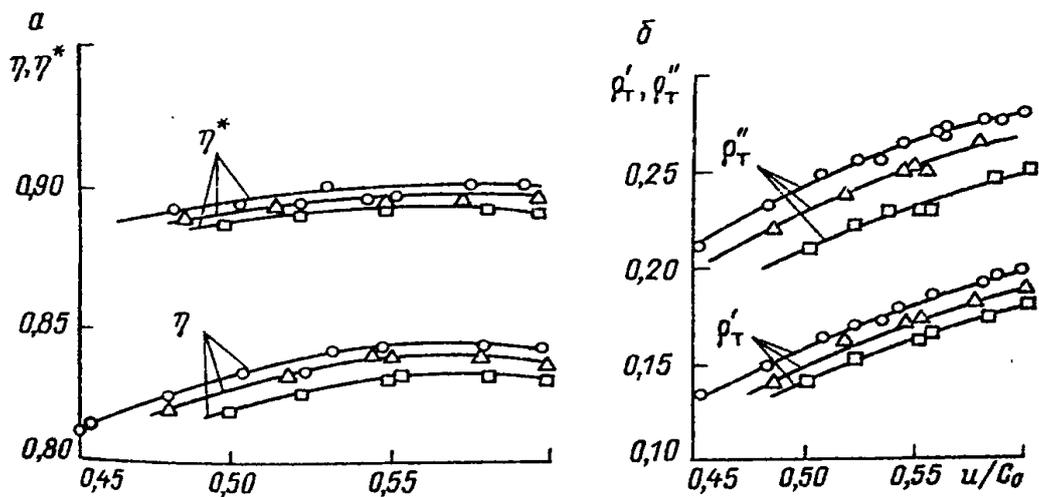


Рис.2.8. 1Б: \circ – 2 усика, Δ – 1 усик, \square – без усиков.

Величина протечки над бандажом РК определялась по данным тщательного траверсирования потока в периферийной области непосредственно за РК ступеней 1А и 1Б. Искажение потока за РК протечкой в этом случае локализовано областью радиального зазора, что позволило без большой погрешности определить величину относительной протечки $\overline{G_{II}} = G_{II} / G_0$ для исследованных вариантов. Из представленных в таблице 2.4 данных видно, что снижение КПД ступеней 1А и 1Б объясняется, в основном, утечкой рабочего тела над бандажом РК ($\Delta\eta \approx \overline{G_{II}}$, рис.2.9).

Таблица 2.4

Величина	Ступень					
	IA			IB		
Количество усиков на бандаже	2	1	0	2	1	0
\bar{G}_n	0,0397	0,0432	0,0532	0,0298	0,0320	0,0402
η	0,846	0,842	0,832	0,846	0,843	0,835

Для экспериментального определения коэффициентов расхода μ_{oc} и μ бандажного уплотнения были поставлены специальные опыты при увеличенных на 10 мм межвенцовых зазорах в ступенях IA и IB. При этом закрытые осевые зазоры δ_1 (рис.2.6) также увеличились на 10 мм. Траверсирование потока в межвенцовом зазоре перед бандажом показало, что для столь большого значения $\delta_1 = 11,5$ мм его влиянием на протечку рабочего тела через бандаж можно пренебречь. Тогда в формуле (2.13) примем $A=1$, в формуле (2.14) - $\delta_1 = \infty$ и из (2.13) и (2.14) вычислим коэффициенты расхода μ через радиальные зазоры. Затем, для штатного варианта межвенцового зазора, когда закрытый осевой зазор $\delta_1 = 1,5$ мм и выступает уже в роли уплотнения, примем, что коэффициенты μ сохраняют свое значение. В этом случае из формул (2.13) и (2.14) можно определить коэффициенты μ расхода через осевой зазор.

В результате обработки результатов опытов для ступени IA получено $\mu = 0,94$ и $\mu_{oc} = 0,46$, для ступени IB - $\mu = 0,93$ и $\mu_{oc} = 0,31$ [59]. Если небольшое различие коэффициентов расхода μ через радиальные уплотнения можно объяснить неизбежной погрешностью измерений, то отличие в коэффициентах μ_{oc} расхода через осевое уплотнение свидетельствует о влиянии структуры потока на величину протечки над бандажом РК. Как уже неоднократно отмечалось в расчетах и опытах [7], для ступеней со сниженным градиентом степени реактивности характерным является искривление поверхностей тока в межвенцовом зазоре выпуклостью к оси турбины, то есть против направления потока протечки у периферии. Этот фактор можно рассматривать в качестве дополнительного сопротивления, влияющего на величину коэффициента μ_{oc} . Поэтому на основании результатов опытов со ступенями IA и IB для расчета коэффициента расхода μ_{oc} через закрытый осевой зазор можно рекомендовать следующую эмпирическую формулу:

$$\mu_{oc} = 0,5 - (1 - n_p) / 5, \quad (2.15)$$

где n_p вычисляется по формуле (2.12).

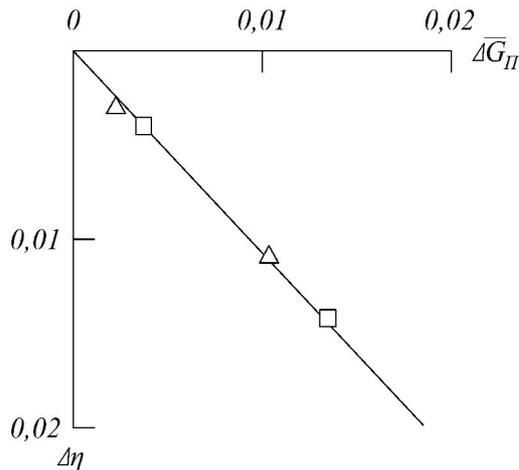


Рис.2.9. □ – ступень 1А, Δ – ступень 1Б.

Таким образом, расходы протечек в ступенях со сниженным градиентом степени реактивности, по сравнению со ступенями обычного типа, снижаются не только вследствие уменьшения перепада давлений на РК, но также и в результате искривления меридианных линий тока, которое увеличивает сопротивление на пути потока протечки.

Снижение КПД турбинной ступени под влиянием протечки над бандажом РК можно оценить по формуле

$$\Delta\eta = 1,05 \overline{G_{II}}, \quad (2.16)$$

где $\overline{G_{II}} = G_{II} / G_0$, G_{II} вычисляется с помощью формул (2.13), (2.14), (2.15) и (2.12). Формула (2.16) получена в результате анализа экспериментальных данных по влиянию протечки над бандажом РК на КПД как в ступени 1А обычного типа, так и в ступени 1Б со сниженным градиентом степени реактивности (рис.2.9).

2.5. Потери в турбинной ступени от протечек через диафрагменное уплотнение

2.5.1. Влияние диафрагменных протечек на характеристики ступени

Оптимизация конструкции турбины уже на стадии проектирования требует надежных данных по влиянию диафрагменных протечек на эффективность и структуру потока в турбинной ступени. Для промежуточной ступени турбины протечки G_d через уплотнения диафрагмы неизбежны. Если диск рабочего колеса не имеет разгрузочных отверстий, то вся протечка G_d подводится к основному потоку в

прикорневой зоне межвенцового зазора ступени. В этом случае подсос G_{yT}^0 равен протечке через диафрагму G_D .

Подсос на входе в корневые сечения рабочих лопаток приводит к снижению КПД турбинной ступени. Прежде всего, снижение КПД вызывается потерями при смешении основного потока и потока протечки. Изменяется характер обтекания профилей в корневых сечениях РЛ, что приводит к появлению дополнительных потерь. Если ступень не слишком длинная, а подсос достаточно велик, то обычно под его влиянием повышается степень реактивности не только у корня, но также и на периферии ступени. В этом случае дополнительное снижение КПД наблюдается из-за увеличения потерь, связанных с протечками через радиальный зазор у периферии РЛ и потерь с выходной скоростью.

В газодинамических расчетах тепловых турбин влияние подсоса на КПД ступени обычно учитывают на основании результатов экспериментов, полученных при исследовании суммарных характеристик турбинных ступеней. Наиболее часто используются зависимости типа

$$\Delta\eta_{yT} = \eta_{\overline{G_{yT}'=0}} - \eta = k \overline{G_{yT}'}, \quad (2.17)$$

где $\Delta\eta_{yT}$ – снижение КПД ступени под влиянием подсоса, k – коэффициент пропорциональности, $\overline{G_{yT}'} = G_{yT}' / G_0$ – относительный расход подсоса, G_0 – расход пара или газа на входе в ступень.

По выбору конкретного значения величины коэффициента k существуют довольно противоречивые рекомендации: И.И.Кириллов [35] и В.Х.Абианц [1] предлагают выбирать значения k в диапазоне $1 \leq k \leq 1,5$; в монографии А.В.Щегляева [96] рекомендуется принимать $k=1$; Г.С.Жирицкий и др. [24] и В.Альбринг [101] принимают $k = \eta_{\overline{G_{yT}'=0}}$. Таким образом, даже в монографиях по турбинам рекомендуемое значение коэффициента k изменяется в диапазоне $0,7..0,8 \leq k \leq 1,5$.

Если же судить по некоторым статьям, то влияние подсоса на КПД турбинной ступени может проявляться гораздо сильнее. Так, в опытах МЭИ [19] коэффициент k для уплотнений обычного типа имеет уровень $k=2$. Особенно неблагоприятно, по общепринятому мнению, проявляет себя подсос при отрицательной степени реактивности ρ_T' у корня ступени. По опытам КАИ [41] для турбинной ступени, которая имеет на расчетном режиме $\rho_T' = -0,24$, получено $k=3,2$.

Столь значительный разброс результатов экспериментов объясняется многими факторами. Это, прежде всего, различный для каждой из установок уровень точности при определении КПД, так как изменение КПД под влиянием подсоса соизмеримо с погрешностями стендов, особенно паровых. Измерение небольших расходов, имитирующих диафрагменную протечку, также сопряжено с определенными трудностями и неизбежно сопровождается погрешностями. Влияние подсоса на КПД ступени зависит от конструктивного оформления тракта его подвода к основному потоку. Местоположение прикорневого уплотнения и его форма во многом определяют скорость и направление струи подсоса. По опытам МЭИ [19], например, подвод расхода протечки в направлении, близком к осевому направлению основного потока, уменьшает потери КПД от подсоса примерно в два раза. Так как под влиянием подсоса увеличивается степень реактивности ρ_r'' у периферии ступени малой веерности и, соответственно, возрастают потери через радиальный зазор у периферии РЛ и потери с выходной скоростью, то снижение КПД под влиянием подсоса, по-видимому, находится также в зависимости от параметра d_2/l_2 . И, наконец, на потери от подсоса влияет пространственная структура основного потока перед РЛ, геометрические характеристики РЛ и степень согласованности лопаточных венцов в турбинной ступени. Так как трудно учесть все многообразие перечисленных факторов при анализе опубликованных работ по влиянию подсоса на КПД турбинной ступени, то представляется целесообразным продолжить исследования в этом направлении [38,60].

Влияние протечек рабочего тела на характеристики ступеней средней веерности исследовалось в ЛПИ на модернизированной экспериментальной воздушной турбине ЭТ-2 [7]. Схема стенда представлена на рис.2.10. Во входном устройстве установки помещен трубопровод со стандартной расходомерной шайбой, позволяющей определить величину диафрагменной протечки G_d .

Для организации различной величины и схемы корневых протечек в конструкции диафрагмы предусмотрены два съемных уплотнительных кольца, а для разгрузочных отверстий в дисках рабочего колеса – съемные заглушки. Меняя уплотнительные кольца, можно влиять на размер радиального зазора в уплотнении диафрагмы и получать, тем самым, различный расход диафрагменной протечки. Когда разгрузочные

отверстия закрыты, то весь расход диафрагменной протечки подсасывается в проточную часть через открытый корневой зазор, проходя через прикорневое радиальное уплотнение (рис.2.10).

Измеряя давление перед и за прикорневым уплотнением (рис.2.20) и расход протечки с помощью расходомерной шайбы, можно определить коэффициент расхода через это уплотнение и использовать результаты расчета в дальнейшем при разделении расходов через открытый корневой зазор и разгрузочные отверстия. Если во входном устройстве вместо расходомерной шайбы установить заглушку и открыть разгрузочные отверстия, то диафрагменная протечка будет отсутствовать, а через прикорневое радиальное уплотнение и далее, через разгрузочные отверстия, при наличии положительной степени реактивности у корня ступени будет происходить отсос рабочего тела из проточной части.

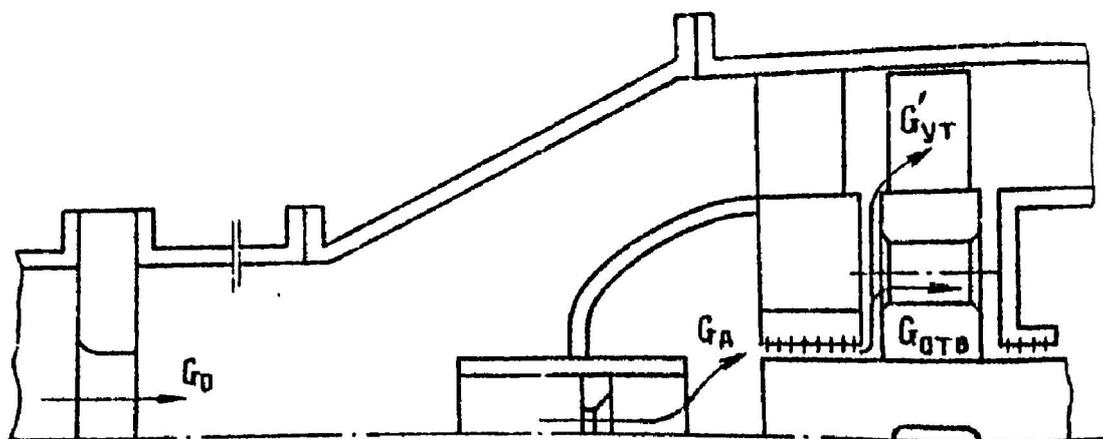


Рис.2.10. Схема экспериментального стенда.

Основное достоинство предложенного подхода, в отличие от традиционного [19, 41], заключается в том, что протечки в стенде происходят под действием естественных перепадов давлений в ступени, а не под действием наддува извне. Это открывает возможность корректного исследования влияния протечек на рабочий процесс в турбинной ступени на переменных режимах.

Экспериментальные исследования проводились на модели ступени средней верности ($d_2/l_2 = 5,4$) ЦСД мощной паровой турбины. Ступень 2А спроектирована в соответствии с законом закрутки $c_u r = const$ и выполнена с меридианным раскрытием у периферии НА ($\gamma_1'' = 18^\circ$). Входная и выходная кромки направляющих лопаток расположены радиально. Характеристики ступени 2А определялись за счет изменения частоты

вращения ротора при постоянном отношении давлений $\Pi_0 = p_2 / p_0^* = 0,7$.
 При расчетных u/C_0 и Π_0 числа $M_{c_{1r}} = 0,69$ и $Re_{c_{1r}} = 4 \cdot 10^5$.

Коэффициент полезного действия η определялся по расходу G_0 на входе в ступень, измеряемому расходомерным соплом: $\eta = N / (G_0 H_0)$, где N – мощность ступени, H_0 – располагаемый изоэнтропийный перепад энтальпий. Так как расход G_0 включает в себя расход G_D протечки через диафрагменное уплотнение, то при расчете η учитываются тем самым теоретические мощности расходов протечек. Такой подход к оценке влияния диафрагменных протечек удобен для использования в тепловых расчетах турбин и является частным случаем оценки КПД охлаждаемой газовой турбины [1].

На рис.2.11 показано снижение КПД в зависимости от величины и схемы организации диафрагменной протечки. Зависимость $\Delta\eta = f(\bar{G}_D)$, где $\bar{G}_D = G_D / G_0$, получалась одинаковой как в варианте чистого подсоса ($\bar{G}_D = \bar{G}'_{VT}$), так и в варианте с открытыми разгрузочными отверстиями.

Площадь разгрузочных отверстий составляет по отношению к площади диска величину $\bar{f}_{отв} = f_{отв} / f_D = k_p d_{отв}^2 / d_D^2$, где k_p – число разгрузочных отверстий, $k_p = 16$, $d_{отв}$ – диаметр разгрузочных отверстий, $d_{отв} = 0,012$ м, d_D – наружный диаметр диска, $d_D = 0,269$ м. Изображенная на рис.2.11 кривая получена при $(u/C_0)_{opt}$, $\Pi_0 = p_2 / p_0^* = 0,7$ и $\bar{f}_{отв} = 0,032$.

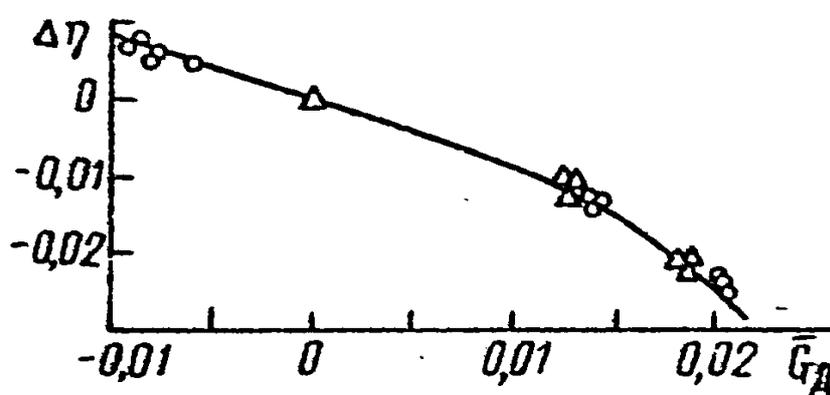


Рис.2.11. Δ – без разгрузочных отверстий, \circ – с разгрузочными отверстиями.

Таким образом, для исследованной нами ступени ($d_2/l_2 = 5,4$) в диапазоне расходов протечек $G_D = G'_{VT} = 0,02$ понижение КПД составляет

примерно 1% на 1% протечки через диафрагменное уплотнение (рис.2.11). Этот экспериментальный факт можно объяснить тем, что расход подсоса в проточную часть $G'_{VT} = G_D$, пересекая область рабочих лопаток, вырабатывает некоторую полезную мощность, которая частично компенсирует потери кинетической энергии, связанные со смешением протечки и основного потока. Следовательно, в наших опытах для формулы (2.17) получено значение $k=1$, что удовлетворительно согласуется с рекомендациями, изложенными в работах [1, 24, 35, 96, 101].

При неизменных конструктивных и режимных параметрах ступени и открытых разгрузочных отверстиях во всех опытах наблюдалось увеличение протечки \overline{G}_D через диафрагменное уплотнение по сравнению с режимами «чистого» подсоса, что естественно, так как понижалось давление в передней камере между диском и диафрагмой (рис.2.10). Измерение давлений и расходов по тракту протечки показало, что во всех опытах с диафрагменной протечкой и разгрузочными отверстиями выполнялось условие $\overline{G}_D = \overline{G}'_{VT} + \overline{G}_{оме}$. Предварительная тарировка прикорневого уплотнения при заглушенных отверстиях в диске позволила разделить расходы через это уплотнение и разгрузочные отверстия. Оказалось, что при $\overline{f}_{оме} = 0,032$ расходы G'_{VT} и $G_{оме}$ примерно одинаковы.

Тогда, если $\overline{G}_D = 0,02$, то $\overline{G}'_{VT} = 0,01$ и $\overline{G}_{оме} = G_{оме} / G_0 = 0,01$. Под влиянием $\overline{G}'_{VT} = 0,01$ КПД ступени η снижается примерно на $\Delta\eta = (\overline{G}'_{VT}) = 0,9\%$ (рис.2.11). Расход $\overline{G}_{оме} = 0,01$, не взаимодействуя с рабочими лопатками, уменьшает на 1% полезную мощность ступени и приводит к снижению КПД на величину $\Delta\eta_1 = (\overline{G}_{оме}) = 0,85\%$. Кроме того, на перекачку из передней в заднюю камеру диска расхода $\overline{G}_{оме} = 0,01$ через разгрузочные отверстия постоянного диаметра $d_{оме}$, оси которых совпадают с осью турбины z , затрачивается часть полезной мощности ступени, что приводит к дополнительному уменьшению КПД на величину $\Delta\eta_2 = (\overline{G}_{оме})$. Если рассмотреть идеализированную картину течения несжимаемой жидкости через отверстия, когда теоретический расход $G_{оме t} = G_{оме} / \mu_{оме}$ входит в отверстия по оси z ($c_1 = c_2, \alpha_1 = 90^\circ$) и выходит из отверстий в относительном движении также по оси z ($w_2 = c_2, \beta_2 = 90^\circ$), то в этом случае из прямоугольных треугольников скоростей следует, что удельная мощность, совершаемая 1 кг расхода $G_{оме t}$, составляет

$$H_u(G_{омс\ t}) = -u_{омс}^2,$$

где $u_{омс}$ – окружная скорость диска на диаметре отверстий.

Тогда потеря мощности составит $\Delta N(G_{омс\ t}) = G_{омс\ t} u_{омс}^2$ и для нашего примера может привести к снижению КПД ступени на $\Delta \eta_2 = (\overline{G_{омс}}) \approx 0,4\%$. В опытах эта величина составила $\Delta \eta_2 = (\overline{G_{омс}}) \approx 0,6\%$. Расхождение между теоретическим и действительным значением величины $\Delta \eta_2 = (\overline{G_{омс}})$ объясняется не только трудностями, связанными с ее точной оценкой, но также и тем, что часть расхода $G_{омс}$ поступает в проточную часть за ступенью в направлении, близком к радиальному (рис.2.10), и влияет на условия обтекания корневых сечений рабочих лопаток. Это рассуждение косвенно подтверждают результаты траверсирования потока за ступенью. На рис.2.12 представлено изменение безразмерной скорости λ_{c_2} вдоль радиуса для вариантов с открытыми (кривая 1) и закрытыми (кривая 2) разгрузочными отверстиями в диске. Видно, что подсос за ступенью, когда разгрузочные отверстия открыты, приводит к увеличению интенсивности вихревых течений у корня рабочих лопаток и, по-видимому, к снижению КПД ступени.

В частном случае, когда вся протечка через диафрагменное уплотнение транспортируется через разгрузочные отверстия за ступень, т.е. $\overline{G_{д}} = \overline{G_{омс}}$ и $\overline{G_{вт}} = 0$, в монографии [96] рекомендуется определять снижение КПД ступени по формуле

$$\Delta \eta = \eta_{\overline{G_{д}}=0} - \eta = \overline{G_{омс}} \eta_{\overline{G_{д}}=0}.$$

По результатам опытов ЛПИ, снижение КПД ступени под влиянием протечки через разгрузочные отверстия можно приближенно оценить по формуле

$$\Delta \eta_{омс} = \overline{G_{омс}} \eta_{\overline{G_{д}}=0} + 2 \frac{\overline{G_{омс}}}{\mu_{омс}} \left(\frac{u_{омс}}{C_0} \right)^2 + \nu, \quad (2.18)$$

где $\mu_{омс}$ – коэффициент расхода для разгрузочных отверстий, величина ν учитывает подсос за ступенью, $\nu \approx 0,001-0,002$. Если подсос за ступенью устранен подбором зазоров или числом гребней в диафрагменном уплотнении последующей ступени, то $\nu = 0$. Из формулы (2.18) следует, что $\Delta \eta_{омс}$ уменьшается при увеличении $\mu_{омс}$ и уменьшении $u_{омс}$.

Протечка рабочего тела через корневой зазор существенно влияет на реактивность ступени, особенно у корня. Зависимость изменения корневой степени реактивности от величины подсоса для ступени 2А получилась

почти линейной (рис.2.13). На оптимальном режиме каждому проценту протечек через корневой зазор соответствует повышение корневой степени реактивности примерно на 5%. Возрастание степени реактивности в корневом сечении объясняется, в основном, увеличением потерь при обтекании РЛ.

В исследованном нами диапазоне $\overline{G'_{YT}} = 0..0,02$ степень реактивности ρ_T'' у периферии практически не менялась и составляла $\rho_T'' = 0,47$ (рис.2.13). Для коротких ступеней подсос в корневые сечения приводит к увеличению степени реактивности ρ_T'' [35]. Тогда при увеличении $\overline{G'_{YT}}$ повышение ρ_T'' , при прочих равных условиях, означает увеличение протечки рабочего тела через радиальный зазор у периферии рабочих лопаток и потерь с выходной скоростью, т.е. возникает дополнительный эффект снижения КПД ступени, который в исследованиях ЛПИ ($d_2/l_2=5,4$) практически отсутствовал.

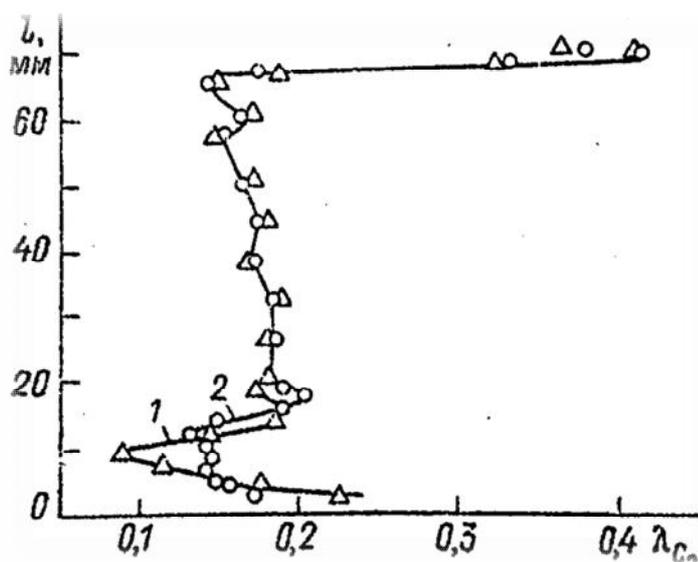


Рис.2.12. Зависимость $\lambda_{c_2} = f(l)$.

Опыты по определению влияния отсоса подтвердили общепринятое мнение о его положительном влиянии на КПД в размере до 1% от общего расхода на ступень. В опытах ЛПИ положительный эффект от отсоса достигал $\Delta\eta_{omc} = 1\%$ при $\overline{G_{omc}} = G_{omc} / G_0 = 0,01$ (рис.2.11). Объясняется это тем, что пограничный слой, накопившийся на корневом обводе направляющих лопаток, не поступает на рабочие лопатки, а отсасывается из проточной части в щель между диском рабочего колеса и телом диафрагмы. Отсос, кроме того, препятствует появлению отрыва потока при обтекании корневых сечений рабочих лопаток. Таким образом,

влияние отсоса на КПД в диапазоне $0 < \overline{G}_{отс} < 0,01$ можно оценить по формуле

$$\Delta \eta_{отс} = -\overline{G}_{отс}. \quad (2.19)$$

Суммарное воздействие подсоса, протечек через разгрузочные отверстия и отсоса на КПД турбинной ступени представим зависимостью

$$\Delta \eta = \Delta \eta_{ут} + \Delta \eta_{отс} + \Delta \eta_{отс}, \quad (2.20)$$

где слагаемые определяются по формулам (2.17) – (2.19). Задачей проектировщика является минимизация правой части формулы (2.20) с учетом уровня осевых усилий, действующих на ротор турбины.

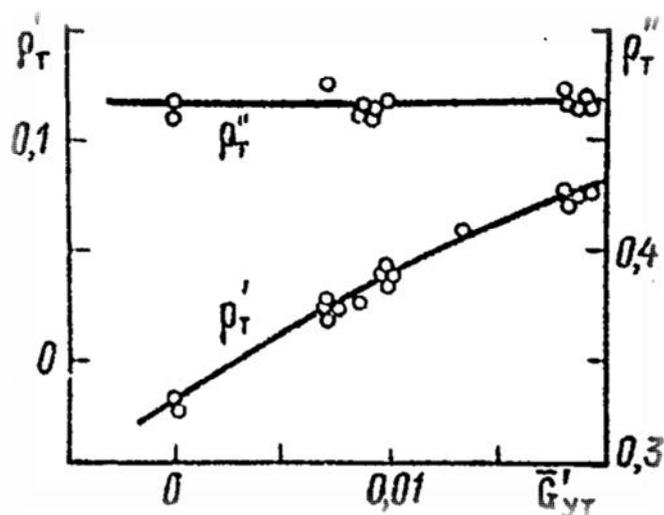


Рис.2.13. Зависимости $\rho'_T, \rho''_T = f(\overline{G}'_{ут})$.

Экспериментальные исследования ступени 2А обнаружили в некоторой степени парадоксальный результат: применение разгрузочных отверстий не всегда приводит к увеличению КПД по сравнению с вариантом «чистого» подсоса диафрагменной протечки через корневое уплотнение. Кроме указанных причин отметим, что меридианное раскрытие проточной части у периферии ($\gamma''_1 = 18^\circ$) в сочетании с закруткой потока по закону $c_u r = const$ приводит к подъему линий тока от втулки в межвенцовом зазоре ступени 2А (рис.3.16,а). Поэтому смешение основного потока и струи подсоса в ступени 2А происходило при углах, меньших $\pi/2$, несмотря на радиальный подвод струи подсоса, что способствует уменьшению потерь при смешении струй.

При анализе работы турбины на переменных режимах представляется важным оценить соотношения расходов диафрагменной $\overline{G}_д$, корневой $\overline{G}'_{вт}$ и протечки $\overline{G}_{омс}$ через разгрузочные отверстия.

На рис.2.14 показано изменение относительного расхода диафрагменной $\overline{G}_д$ и корневой $\overline{G}'_{вт}$ протечек в зависимости от режимного параметра u/C_0 для ступени 2А при двух значениях радиальных зазоров в уплотнении диафрагмы и открытых разгрузочных отверстиях в диске РК ($\overline{f}_{омс} = 0,032$).

Отметим, что в диапазоне $u/C_0 < 0,6$ варьировалась частота вращения ротора, а перепад давлений $\Pi_0 = p_2 / p_0^* = 0,7$ поддерживался постоянным. Для значений $u/C_0 > 0,6$ параметр $n/\sqrt{T_0^*}$ не менялся, а перепад давлений Π_0 увеличивался с ростом u/C_0 .

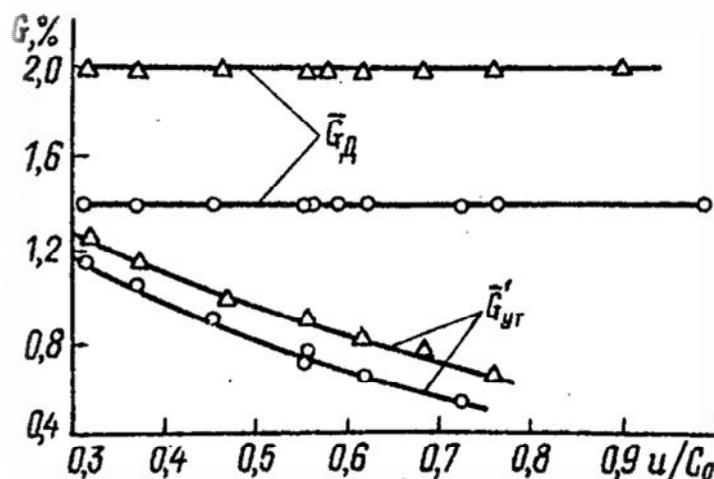


Рис.2.14. Протечки в функции u/C_0 .

Из представленных на рис.2.14 данных следует, что относительный расход $\overline{G}_д$ не зависит в исследованном диапазоне режимов от Π_0 и u/C_0 , а определяется состоянием уплотнений по тракту протечки и ее схемой. Подсос в проточную часть с увеличением u/C_0 монотонно уменьшается, что связано с ростом степени реактивности $\rho'_т$ и уменьшением вследствие этого перепада давлений на корневое уплотнение. Расход через отверстия $\overline{G}_{омс} = \overline{G}_д - \overline{G}'_{вт}$ с увеличением u/C_0 возрастает вследствие роста давления перед отверстиями и увеличения по этой причине коэффициента расхода $\mu_{омс}$ через разгрузочные отверстия. Этот экспериментальный факт наблюдался также в опытах МЭИ [78].

2.5.2. Влияние протечек через корневой зазор перед РЛ на потери в ступени

В настоящее время существует довольно много рекомендаций по учету влияния протечек в турбинной ступени на ее КПД, полученных при исследовании суммарных характеристик. В то же время, практически отсутствуют сведения по влиянию подсоса и отсоса в корневой зазор между НА и РК на структуру пространственного потока и потери кинетической энергии по высоте проточной части турбинной ступени.

Поэтому при исследовании потерь в ступени 2А с различными вариантами подвода диафрагменной протечки к основному потоку [38] проводилось траверсирование в сечении 1-1 за НА и в сечении 2-2 за РК. Сечение 1-1 располагалось непосредственно за выходными кромками НЛ. При этом обратное влияние подсоса на структуру потока и потери в НА предполагалось пренебрежимо малым.

На рис.2.15 представлены кривые изменения вдоль радиуса осредненных по шагу коэффициентов ζ_2 потерь в РК для трех вариантов на расчетном режиме ($M_{c_{1r}} = 0,69$; $Re_{c_{1r}} = 4 \cdot 10^5$; $u/C_0 = 0,55$). Кривая 1 соответствует варианту без протечки рабочего тела в корневой зазор. Кривая 2 характеризует вариант, когда в проточную часть подсасывается рабочее тело, относительный расход которого $\overline{G'_{VT}} = G'_{VT} / G_0 = 1,85\%$. Кривая 3 соответствует варианту, когда через прикорневой зазор отсасывается рабочее тело из проточной части в количестве $\overline{G_{omc}} = G_{omc} / G_0 = 1\%$.

Как видно из рис.2.15, прикорневые протечки значительно влияют на потери, в основном, в зоне вторичных явлений у корня РК. При этом отсос рабочего тела снижает потери в этой зоне за счет частичного удаления накопившегося на корневом обводе НА пограничного слоя, который усиливает вторичные течения как в НА, так и в РК. При подсосе рабочего тела наблюдается существенное увеличение коэффициента ζ_2 потерь у корня РЛ.

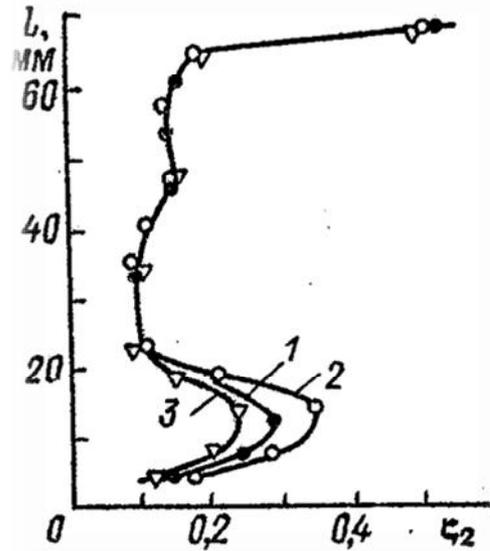


Рис.2.15. Потери в рабочей решётке.

Гипотеза пренебрежимо малого влияния протечек в прикорневой зазор на структуру потока и потери в НА дает возможность получить не только качественные (рис.2.15), но также и количественные оценки их влияния на потери в РК при нерасчетных значениях параметра u/C_0 по результатам исследования суммарных характеристик турбинной ступени [7,49].

В соответствии с адиабатным процессом расширения газа в турбинной ступени (рис.1.3) запишем:

$$\eta_{ад} = 1 - \frac{\theta_1 \Delta H_1}{H_0} - \frac{\Delta H_2}{H_0}, \quad (2.21)$$

где $\eta_{ад} = H/H_0$ – адиабатный КПД; $\Delta H_1, \Delta H_2$ – потери в РК; $\theta_1 = (h_{2t} - h_{2u})/(h_1 - h_{1t})$ (рис.1.3).

Составляющие формулы (2.21) можно выразить следующим образом:

$$\frac{\Delta H_1}{H_0} = \frac{\Delta H_1 H_1^*}{H_1^* H_0} = \zeta_1 (1 - \rho_T), \quad (2.22)$$

$$\frac{\Delta H_2}{H_0} = \frac{\Delta H_2 H_2^*}{H_2^* H_0} = \zeta_2 \frac{H_2^*}{H_0}. \quad (2.23)$$

Перепад энтальпий H_2^* представим в таком виде (рис.1.3):

$$H_2^* = \rho_T H_0 \left(\frac{h_1}{h_{1t}} \right) + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (2.24)$$

Разделив правую и левую части формулы (2.24) на $H_0 = C_0^2/2$, с использованием соотношений плоских треугольников скоростей, будем иметь:

$$H_2^*/H_0 = \rho_T (h_1/h_{1t}) + (1 - \zeta_1)(1 - \rho_T) - 2(u_1/C_0) \cos \alpha_1 \sqrt{(1 - \zeta_1)(1 - \rho_T)} + (u_2/C_0)^2. \quad (2.25)$$

Адиабатический КПД $\eta_{ад}$ можно выразить через КПД η и η^* следующим образом [1]:

$$\eta_{ад} = \eta + (h_2^* / h_{2u}^*)(1 - \eta / \eta^*). \quad (2.26)$$

Подставив соотношения (2.22), (2.23), (2.25) и (2.26) в формулу (2.21), окончательно получим коэффициент потерь в РК [7]:

$$\zeta_2 = \frac{1 - \theta_1 \zeta_1 (1 - \rho_T) - \eta - \theta_3 (1 - \eta / \eta^*)}{\rho_T \theta_2 + (1 - \zeta_1)(1 - \rho_T) - 2(u_1 / C_0) \cos \alpha_1 \sqrt{(1 - \zeta_1)(1 - \rho_T) + (u_2 / C_0)^2}}, \quad (2.27)$$

где $\theta_2 = h_1 / h_{1t}$, $\theta_3 = h_2^* / h_{2u}^*$.

Расчеты показывают, что в формуле (2.27) без ущерба для точности можно принимать $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 1$.

В результате определения суммарных характеристик турбинной ступени выявляются зависимости $\eta, \eta^*, \rho_T', \rho_T'' = f(u_2 / C_0)$. Степень реактивности ρ_T на среднем диаметре в формуле (2.27) может быть вычислена с использованием измеренных ρ_T' и ρ_T'' , если предположить, что она изменяется вдоль радиуса по степенной зависимости

$$\rho_T = 1 - (1 - \rho_T')(d_1' / d_{1c})^{2n_p}, \quad (2.28)$$

где d_1' , d_{1c} – корневой и средний диаметры НА, а показатель степени n_p находится по формуле (2.12).

Коэффициент потерь ζ_1 НА в формуле (2.27) определяется в результате расчетов или траверсирования потока перед и за НА. Угол α_1 в формуле (2.27) берётся на среднем диаметре НА из расчетов или из опытов.

На рис.2.16 представлено изменение коэффициента ζ_2 , вычисленного по формуле (2.27), в зависимости от параметра u / C_0 при различных величине и направлении протечки в открытый корневой зазор между НА и РК для ступени 2А. При отклонении u / C_0 от оптимального значения наблюдается увеличение коэффициента потерь ζ_2 , связанное с нерасчетным обтеканием РЛ, для всех рассматриваемых вариантов. Однако, во всем исследованном диапазоне изменения параметра u / C_0 для вариантов 2 и 4 с подсосом абсолютное увеличение коэффициента ζ_2 , по сравнению с вариантом 1 без протечек, оставалось практически неизменным. Этот экспериментальный факт имеет большое значение при разработке методики оценки потерь в РК турбинной ступени на режимах, отличных от расчетного.

В случае отсоса рабочего тела в открытый корневой зазор величина утечки определяется перепадом давлений в корневом сечении РК. При увеличении параметра u/C_0 степень реактивности ρ_T у корня растет, что приводит к увеличению отсоса рабочего тела. В результате этого снижается темп роста коэффициента ζ_2 (рис.2.16, кривая 3) при увеличении u/C_0 .

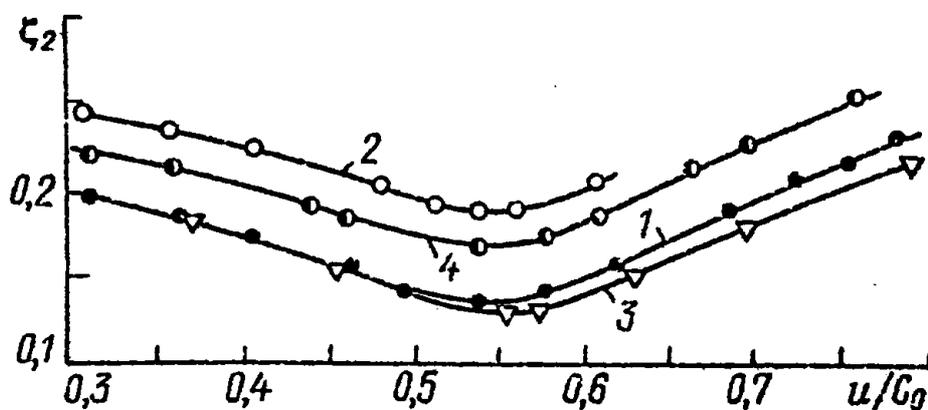


Рис. 2.16. 1 – протечки отсутствуют; 2,4 – подсос, соответственно, $\overline{G_{VT}} = 1,85\%$ и $1,34\%$; 3 – отсос $\approx 1\%$.

Ранее отмечалось, что для сравнительно длинной ($d_2/l_2 = 5,4$) ступени 2А подсос в небольших количествах ($G_{VT} < 2\%$) не влияет на степень реактивности ρ_T у периферии (рис.2.13), вследствие чего протечка рабочего тела через бандажное уплотнение РК остается неизменной. Поэтому экспериментальные данные, представленные на рис.2.16, можно использовать для получения на расчетном режиме зависимости $\zeta_2 = f(\overline{G_{VT}})$, изображенной на рис.2.17.

При увеличении расхода подсасываемого рабочего тела темп роста потерь в РК постепенно нарастает из-за того, что увеличивается зона воздействия подсоса на структуру потока по высоте проточной части.

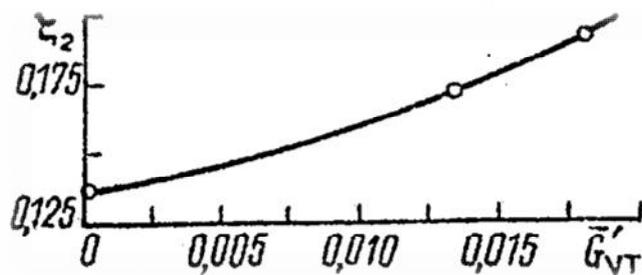


Рис.2.17. Зависимость $\zeta_2 = f(\overline{G_{VT}})$.

В ряде работ [28, 82] предложены методики расчета дополнительных потерь от протечек рабочего тела в осевых турбинах, в том числе с учетом подмешивания к основному потоку расходов, охлаждающих элементы проточной части. Не подвергая сомнению важность и перспективность такого подхода к решению задачи учета влияния протечек, отметим, что его применение наиболее уместно в проверочных расчетах ввиду необходимости наличия обширной информации о конструкции проточной части турбины. Кроме того, принятая в этих работах гипотеза полного смешения основного потока и расхода $G'_{вт}$, подсасываемого через корневой зазор, в пределах межвенцового зазора δ_{1z} между выходными кромками НЛ и входными кромками РЛ, как показывают экспериментальные исследования (рис.2.15), нуждается в уточнении.

Поэтому в задачах поиска оптимального варианта проточной части осевой тепловой турбины при учете влияния протечек пока удобнее отдавать предпочтение простым эмпирическим формулам, обобщающим результаты многочисленных экспериментальных исследований турбинных ступеней. Так, например, используя формулы (2.11), (2.16), (2.18), можно вычислить уменьшение $\Delta\eta$ КПД турбинной ступени под влиянием протечек рабочего тела. Если принять, что протечки не влияют на течение в НА, то, используя формулы (2.27) и (2.28), коэффициент ζ_2 потерь в РК с учетом влияния протечек можно приближенно определить следующим образом:

$$\zeta_2 = \zeta_{2_0} \frac{(\eta - \Delta\eta)/(\eta^* - \Delta\eta^*) - (\eta - \Delta\eta) - (1 - \rho_T)\zeta_1}{\eta/\eta^* - \eta - (1 - \rho_T)\zeta_1}, \quad (2.29)$$

где ζ_{2_0} , η , η^* , ρ_T , ζ_1 вычислены без учета протечек и принято $\Delta\eta^* = \Delta\eta$.

2.5.3. К выбору коэффициентов расхода через корневое уплотнение и разгрузочные отверстия рабочего колеса

Для оптимизации схемы подвода диафрагменной протечки к основному потоку и расчета осевых усилий необходимы сведения о коэффициентах расхода μ_K и $\mu_{омв}$ через корневое уплотнение и разгрузочные отверстия рабочего колеса турбинной ступени. По выбору коэффициентов μ_K существуют довольно противоречивые рекомендации. Так, например, в монографии [27] для радиального уплотнения у корня РК, имеющего усик лабиринта, рекомендуется принимать $\mu_K \approx 0,3$, в то

время как в соответствии с опытами, представленными в [24,68], коэффициент μ_K существенно зависит от числа Re и может достигать значений $\mu_K \approx 1$. При оценке коэффициентов $\mu_{овс}$ могут быть использованы рекомендации МЭИ [78], полученные в опытах на специальном стенде. Однако, представляет интерес сопоставить результаты [78] с опытными данными, полученными на модельных воздушных турбинах в условиях, весьма близких к натурным. Поэтому с целью обобщения накопленного материала и выработки конкретных рекомендаций по выбору коэффициентов μ_K и $\mu_{овс}$ была проведена серия специальных опытов на одноступенчатой воздушной турбине [40].

Экспериментальные исследования проводились со ступенью 2А. Когда разгрузочные отверстия закрыты, то весь расход G_d диафрагменной протечки подсасывается в проточную часть через открытый корневой зазор, проходя через корневое радиальное уплотнение (рис.2.20).

Измеряя давление перед и за корневым уплотнением и расход протечки с помощью расходомерной шайбы, можно вычислить коэффициент расхода μ_K и использовать результаты расчета в дальнейшем при разделении расходов через корневое уплотнение и разгрузочные отверстия.

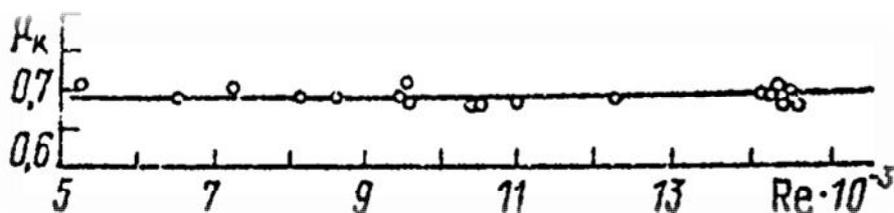


Рис.2.18. Зависимость $\mu_K = f(Re)$.

Таким образом, коэффициенты расхода μ_K определялись прямым измерением расхода протечек при закрытых разгрузочных отверстиях в диске РК. Опыты проводились в широком диапазоне изменения режима работы ступени ($u/C_0 = 0,3 - 0,9$). Из представленных на рис.2.18 данных следует, что во всем диапазоне изменения числа Re коэффициент μ_K остается практически постоянным. Полученные результаты отличаются от данных ЦКТИ [68]. В основном, это несоответствие объясняется тем обстоятельством, что в исследованной конструкции корневого уплотнения поток протечки после радиального попадает в щелевое уплотнение

значительной протяженности. Поэтому, в отличие от опытов ЦКТИ, в представленных на рис.2.18 результатах влиянием эжекции основного потока на коэффициент μ_K можно пренебречь и рассматривать его как лабиринт с одним усиком. Воспользовавшись опытными данными МЭИ [17] для коэффициентов расхода через лабиринтные уплотнения, получим $\mu_K \approx 0,7$. Практическое совпадение значений коэффициентов μ_K , полученных опытным путем и вычисленных согласно рекомендациям МЭИ, является подтверждением достоверности и надежности использованных в представленных опытах схемы и методики измерения расходов диафрагменных и корневых протечек.

Таким образом, для данного типа уплотнения коэффициент расхода μ_K при перепадах давлений, имеющих место в реальных ступенях, является автомодельным по числу Re и зависит только от геометрических размеров и формы уплотнительного усика.

Коэффициенты расхода $\mu_{отв}$ разгрузочных отверстий определялись по косвенному измерению расхода $G_{отв}$. В опытах с открытыми отверстиями расход диафрагменной протечки G_D определялся прямым измерением, а расходы через корневое уплотнение и разгрузочные отверстия $G_{отв}$ разделялись по уравнению сохранения массы с использованием полученных ранее данных по $\mu_K = f(Re)$.

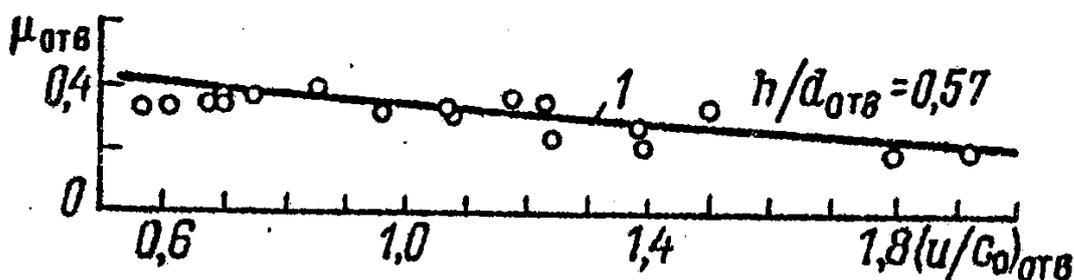


Рис.2.19. \circ – опыты на модельной ступени 2А,
 $h/d_{отв} = 0,57$; _____ - опыты МЭИ [78] на
 специальном стенде, $h/d_{отв} = 0,57$.

Результаты экспериментальных исследований по определению коэффициента $\mu_{отв}$ представлены на рис.2.19 в виде зависимости

$$\mu_{отв} = \frac{G_{отв}}{G_{отв t}} = f\left(\frac{u}{C}\right)_{отв},$$

где $G_{оме t} = \rho C_{оме} f_{оме}$, $C_{оме} = \sqrt{2\rho \Delta p_{оме}}$, $\Delta p_{оме}$ измерялся по дренажам давлений перед и за отверстиями; ρ – плотность рабочего тела; $u_{оме}$ – окружная скорость диска на диаметре отверстий.

Помимо исследования влияния режимных факторов, проводились опыты с разным числом разгрузочных отверстий при различных условиях выхода струи из них. Опыты с разным числом разгрузочных отверстий (16, 8 и 4) показали, что коэффициент $\mu_{оме}$ от числа отверстий практически не зависит. При уменьшении ширины задней камеры до величины передней, что характерно для натуральных ступеней, наблюдалось экранирующее действие задней стенки, приводящее к лучшему заполнению отверстий потоком и повышению коэффициентов расхода в зоне больших $(u/C)_{оме}$. Полученные в опытах результаты по коэффициентам $\mu_{оме}$ удовлетворительно согласуются с рекомендациями МЭИ [78] (рис.2.19).

2.5.4. Конструктивные мероприятия, снижающие вредное влияние диафрагменной протечки

Радикальным средством уменьшения подсоса через открытый корневой зазор является применение уплотнения. Наиболее эффективным при этом считается уплотнение, обеспечивающее поворот вдуваемой струи в направлении, близком к направлению движения основного потока [2, 9, 19, 20].

Из опытов со ступенью 2А следует (рис.2.11), что отсос до 1% от расхода рабочего тела через ступень можно считать резервом повышения экономичности турбинных ступеней с разгрузочными отверстиями.

Надежным способом реализации этого резерва могут служить ступени с ТННЛ. Опыты со ступенью 2В, отличающейся от ступени 2А только конструкцией НА, показали, что повышение корневой степени реактивности (до $\rho'_r = 0,2$) за счет применения ТННЛ в сочетании с обратной закруткой угла α_1 приводит к появлению отсоса даже при неблагоприятной для его реализации конструкции корневого уплотнения ступени (рис.2.20).

Для отсоса через корневой зазор тракт, по которому проходит рабочее тело, должен обладать минимальным гидравлическим сопротивлением, чего можно добиться снятием корневого уплотнения.

Однако для ступеней с малой степенью реактивности у корня устранение уплотнения может оказаться недостаточным для появления небольшого (до 1%) отсоса рабочего тела в заданном диапазоне режимов работы турбины. Стремление получить отсос в ступенях с близкой к нулевой степенью реактивности у корня требует конструктивного оформления корневого зазора таким образом, чтобы использовать для отсоса кинетическую энергию основного потока, выходящего из НА.

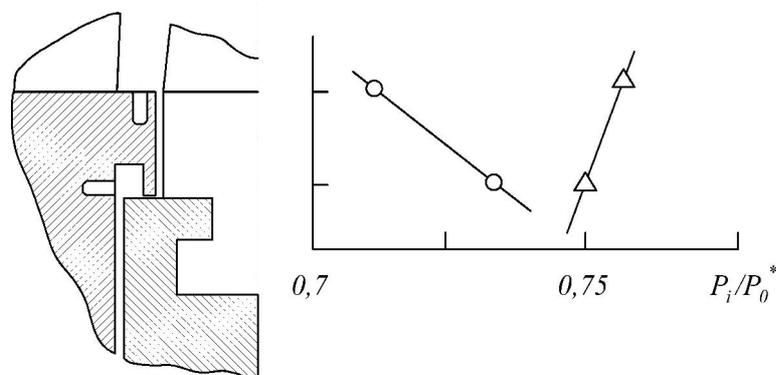


Рис.2.20. Относительные давления перед и за корневым уплотнением для ступеней 2А (○) и 2В (△).

Поэтому альтернативой корневому уплотнению, разработанному с целью максимального уменьшения вредного влияния подсоса на характеристики ступеней [19,20], может служить конструкция корневого уплотнения, обеспечивающая надежный отсос рабочего тела в ступенях с разгрузочными отверстиями в диске РК в количестве, обеспечивающем увеличение КПД.

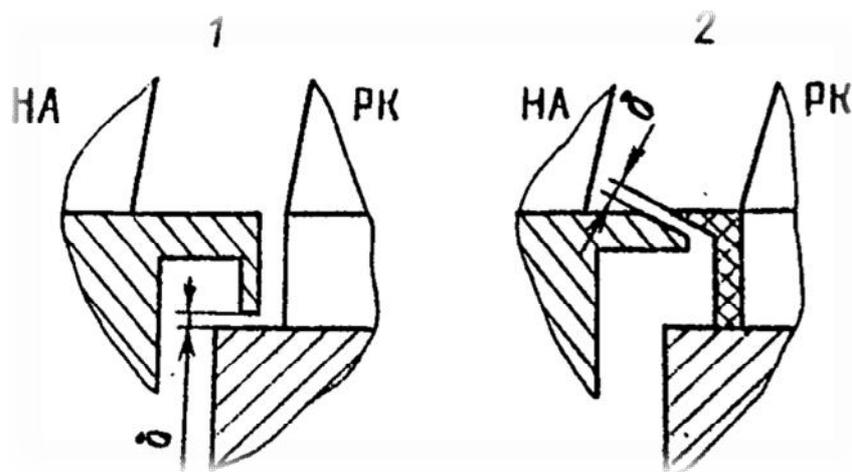


Рис.2.21. Типы корневых уплотнений.

С целью экспериментальной отработки уплотнения такого типа проводились специальные опыты со ступенью 2А с малой степенью реактивности у корня $\rho_T \approx 0$. В этих опытах корневое уплотнение ступени 2А имело два типа конструкции (рис.2.21): вариант 1 – уплотнение радиального типа, в котором подсасываемое из передней камеры между диском РК и диафрагмой рабочее тело поступало в основной поток в радиальном направлении, а также вариант 2 – уплотнение с «козырьком» у корня РК, скосом у корня НА и малым гидравлическим сопротивлением при отсосе рабочего тела с корневых обводов НА. Зазоры δ в уплотнениях 1 и 2 были одинаковы ($\delta = 0,9$ мм).

Опыты с заглушенными разгрузочными отверстиями, но разными корневыми уплотнениями (1 и 2) показали, что КПД, в пределах точности его определения, для обоих вариантов практически одинаков. Полученный результат можно объяснить тем, что в варианте 2 смешение основного потока и потока протечки происходит на большем расстоянии от кромок РЛ, чем в варианте 1, и структура потока при подходе к РК в значительной степени выравнивается. Кроме того, в варианте 2 из-за наддува полости между диафрагмой и диском РК уменьшилась примерно на 0,4% протечка через диафрагменное уплотнение.

В опытах с открытыми разгрузочными отверстиями $\bar{f}_{oms} = f_{oms} / f_D = 0,032$ КПД η и η^* ступени с уплотнением 2 выше, чем в ступени с уплотнением 1. Этот выигрыш в КПД на 1,2% (рис.2.22) объясняется, главным образом, появлением в ступени с уплотнением типа 2 небольшого отсоса благодаря использованию скоростного напора основного потока.

Таким образом, в качестве средства повышения КПД турбинных ступеней с близкой к нулевой корневой степенью реактивности и разгрузочными отверстиями можно рекомендовать конструкцию корневого уплотнения по типу 2.

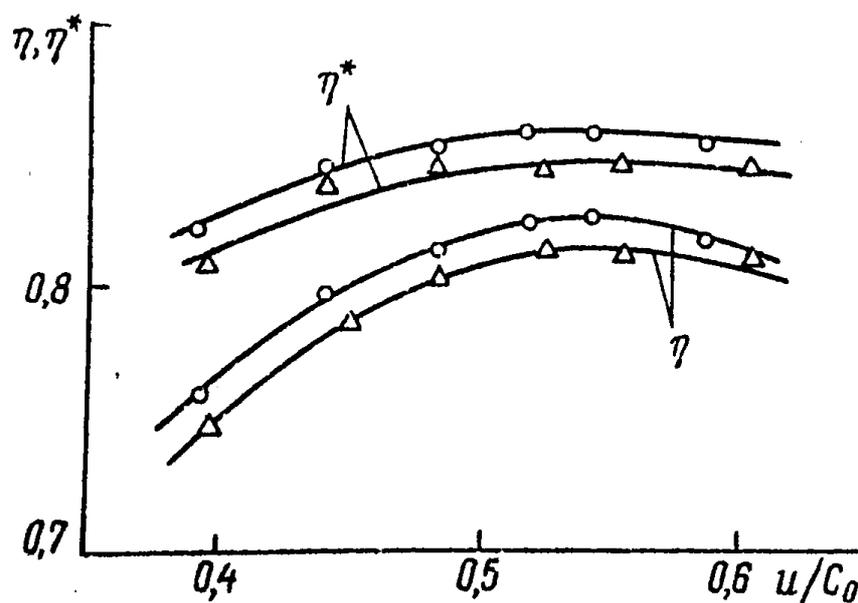


Рис.2.22. Δ - уплотнение 1; \circ - уплотнение 2.

Этот тип уплотнений целесообразно использовать в широко распространенных двухпоточных конструкциях ЦВД и ЦСД мощных паровых турбин ТЭС и АЭС, для которых присущее уплотнению 2 увеличение осевого усилия на ротор не имеет принципиального значения. При этом, для решения проблемы сборки конструкции, размеры «kozyрька» (рис.2.21) следует уменьшить или отказаться от него вовсе, ограничившись скосом внутреннего обвода НА.

2.6. Влияние протечек через корневой зазор перед НЛ на потери в ступени

В проточной части многоступенчатой паровой турбины с разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колес, обычно, возникает протечка рабочей среды в проточную часть через корневой зазор и перед НЛ следующей ступени. При транспортировке расходов отсоса корневого пристенного слоя НА и диафрагменной протечки через разгрузочные отверстия диска рабочего колеса для повышения КПД ступени доля суммарного расхода этой протечки G_{02} от расхода рабочего тела основного течения G_{01} может составить $\overline{G_{02}} = G_{02} / G_{01}$ более 2%. Вследствие сказанного, определенный интерес представляют исследования влияния конструктивных схем вывода этих протечек или охлаждающего воздуха (для газовых турбин) в проточную часть перед следующей турбинной ступенью на ее характеристики [56].

Ниже приводятся экспериментальные зависимости КПД и степени реактивности модельной турбинной ступени с $d_2/l_2=9,04$ от относительного расхода \overline{G}_{02} и угла подвода рабочей среды в корневой зазор перед направляющими лопатками (рис.2.23). Модельная турбинная ступень имела цилиндрические обводы проточной части и закрутку лопаток по закону постоянства циркуляции. Углы на среднем диаметре соответственно равны: для направляющей решетки – $\alpha_{0,l} = 90^\circ$ и $\alpha_{1,эф} = 13,6^\circ$; для рабочей – $\beta_{1,l} = 34,8^\circ$ и $\beta_{2,эф}^* = 21,3^\circ$. Относительные шаги: $t_1/b_1 = 0,804$ и $t_2/b_2 = 0,711$.

Опыты проводились на воздушном стенде ЭТ-2 по известной методике [7]. Корневой поток воздуха \overline{G}_{02} на входе в ступень поступал в проточную часть равномерно по окружности кольцевой щели между диафрагмой 2 и неподвижной деталью 1 входного обтекателя стенда. Протечка рабочего тела через диафрагменное уплотнение предотвращалась специальной заглушкой 3. Во входной обтекатель воздух подавался от внешнего источника. Расход корневой протечки определялся расходомерной шайбой. Угол подвода корневого потока в меридианной плоскости варьировался путем изменения угла γ_{02} наклона стенок кольцевой щели к оси турбины. Исследовались три варианта ступени с углом γ_{02} , равным 90, 30 и 9° (варианты а, б и в на рис.2.23). Минимальный размер щели во всех вариантах составлял 1 мм.

Экспериментальные зависимости получены при условии постоянства степени расширения в отсеке $\Pi_0 = p_2 / p_0^* = 0,74$ и комплекса $n / \sqrt{T_0^*} = 370 \text{ об}/(\text{мин} \cdot K^{0,5})$. При этих условиях числа Рейнольдса и Маха, определенные по теоретической скорости c_{lt} в корневой зоне, равны соответственно $4,4 \cdot 10^5$ и 0,58.

Поскольку располагаемая энергия основного и вдуваемого потоков воздуха различаются, то при определении КПД применялась формула, используемая для оценки эффективности работы охлаждаемых газовых турбин [1]:

$$\eta = N / (G_{01} H_{01} + G_{02} H_{02}), \quad (2.30)$$

где N – полезная мощность, измеренная гидротормозом; H_{01} и H_{02} – изоэнтальпийные перепады энтальпий основного и вдуваемого потоков рабочего тела.

В исследованном диапазоне изменения \overline{G}_{02} и γ_{02} относительный расход и угол подвода рабочего тела на входе в корень ступени на корневую и периферийную ступени реактивности заметного влияния не оказывают. При $\overline{G}_{02} \leq 6\%$ и $9^\circ \leq \gamma_{02} \leq 90^\circ$ отклонение ρ_T' и ρ_T'' от значений при $\overline{G}_{02} = 0$ не превышает 0,5%. Это свидетельствует о малом воздействии умеренного вдува на входе в корень направляющей лопатки на пространственную структуру потока осевой турбинной ступени малой веерности ($d_2/l_2 \geq 9,04$).

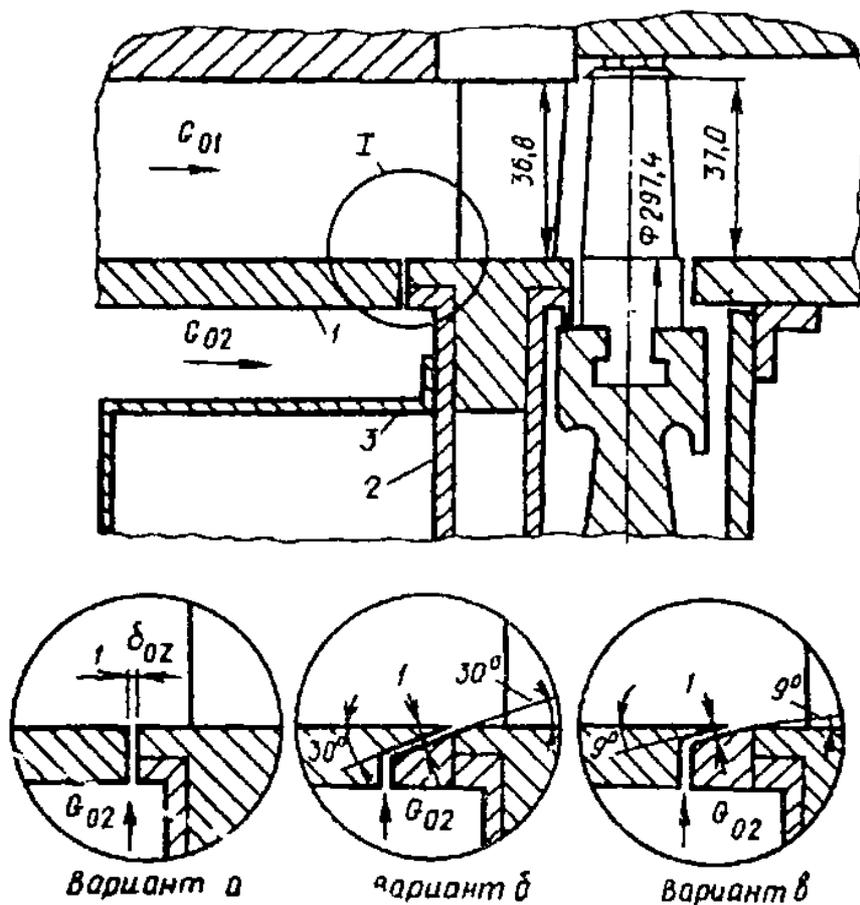


Рис.2.23. Проточная часть экспериментальной ступени с подводом рабочего тела в корневой зазор на входе.

Тщательное траверсирование пятиканальным коническим зондом в контрольных сечениях за направляющим аппаратом и рабочим колесом при $\overline{G}_{02} = 0$ и 2,3% для $\gamma_{02} = 90^\circ$ показало практическое совпадение эюр безразмерных параметров и углов пространственного потока по всей высоте лопаток.

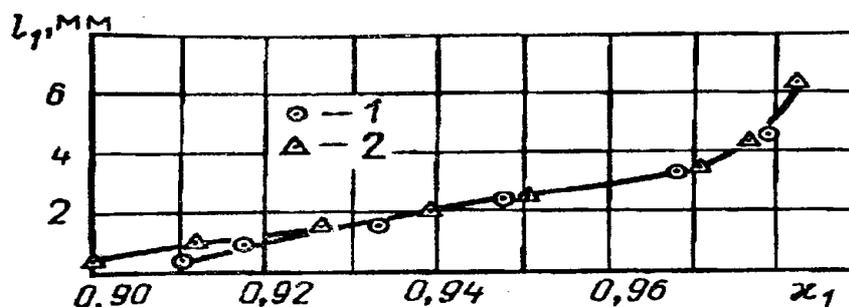


Рис.2.24. Изменение коэффициента потерь давления торможения в прикорневой зоне за направляющим аппаратом без подвода протечки на входе (1) и при

$$\overline{G}_{02} = 2,3\%, \gamma_{02} = 90^\circ (2).$$

Следы взаимодействия основного течения с дополнительным потоком были обнаружены только за направляющим аппаратом в корневой области до высоты 1,7 мм, что составляет около 5% от общей длины лопатки. Измерения в этой зоне проводились специальным приемником полного напора с миделем 0,9 мм. На рис.2.24 показано изменение коэффициента потерь полного давления $\chi_1 = p_1^* / p_0^*$ вдоль радиуса в корневой зоне за направляющей лопаткой при $\overline{G}_{02} = 0$ и 2,3%. Подвод дополнительного воздуха в данном случае при $\gamma_{02} = 90^\circ$ увеличивает потери давления торможения в зоне смешения потоков.

На поворот вдуваемой струи и ее смешение с основным потоком затрачивается часть располагаемой энергии суммарного расхода рабочего тела. Чем ближе угол вдува к 90° , тем больше потери на разворот корневого потока. Кроме того, поскольку дополнительный расход рабочего тела для значений $\overline{G}_{02} < 10\%$ не покидает корневой зоны, то он совершает работу с более низким КПД, чем КПД ядра течения. Все эти факторы обуславливают уменьшение КПД ступени, вычисленного по формуле (2.30), с увеличением \overline{G}_{02} .

На рис.2.25 представлены опытные данные по уменьшению КПД ступени $\Delta\eta = \eta_0 - \eta$ (η_0 – КПД при $\overline{G}_{02} = 0$) при увеличении \overline{G}_{02} для углов вдува 90° ; 30° и 9° . Для всех углов вдува в исследованном диапазоне изменения \overline{G}_{02} зависимость КПД ступени от \overline{G}_{02} имеет линейный характер. С достаточной для инженерных расчетов точностью эта зависимость может быть представлена формулой

$$\Delta\eta = k_\gamma \overline{G}_{02}, \quad (2.31)$$

где k_γ зависит от угла вдува и принимает значения: для $\gamma_{02} = 90^\circ$ $k_\gamma = 0,3$; для $30^\circ - 0,2$; для $9^\circ - 0,16$ (рис.2.26).

Уменьшение угла вдува благоприятно сказывается на общей работоспособности системы. В исследованном диапазоне зависимость $k_\gamma = f(\gamma_{02})$ может быть аппроксимирована формулой $k_\gamma = 0,145 + 0,0018\gamma_{02}$, где γ_{02} отсчитывается в градусах от направления основного потока.

Следует отметить, что каждый процент корневого вдува рабочего тела увеличивает суммарную полезную мощность ступени при $\gamma_{02} = 90^\circ$ на 0,84%.

Для расчета тракта вдуваемого потока необходима оценка коэффициента расхода корневой щели μ_{02} . На рис.2.25 показана зависимость μ_{02} от расхода вдуваемого воздуха \bar{G}_{02} для исследованного варианта проточной части модельной ступени при $\gamma_{02} = 90^\circ$. Значения μ_{02} определены в предположении равенства давления в основном потоке p_{01} давлению во вдуваемой струйке на выходе из щели p_{02} . Поскольку в нашем случае λ_{01} и $\lambda_{02} < 0,3$, то это вполне допустимо. Расчетная формула определения μ_{02} :

$$\mu_{02} = G_{02} \sqrt{T_{02}^*} / (bp_{02}^* F_{02} q(\lambda_{02})), \quad (2.32)$$

где $b = 0,404$; F_{02} — площадь корневой щели; газодинамическая функция $q(\lambda_{02})$ определяется по значению $\pi(\lambda_{02}) = p_{02} / p_{02}^*$; $p_{02} = p_{01}$.

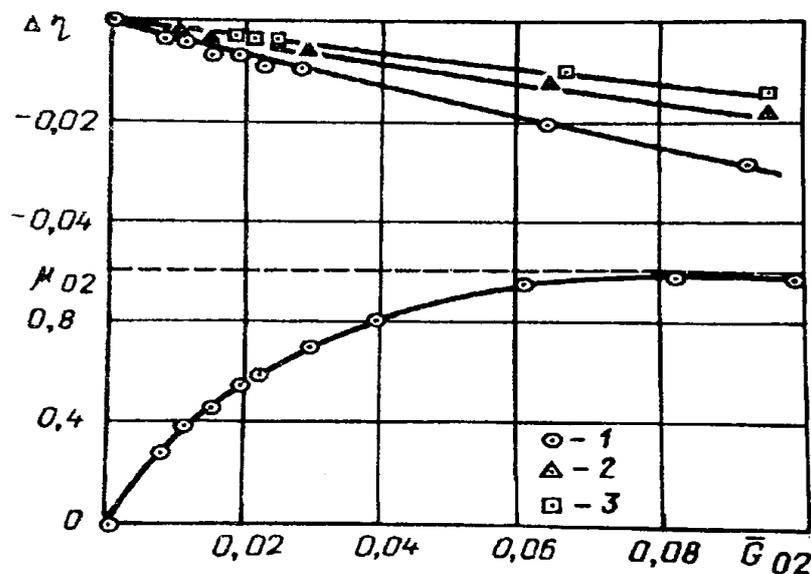


Рис.2.25. Зависимость уменьшения КПД ступени $\Delta \eta$ и коэффициента расхода корневой щели μ_{02} от \bar{G}_{02} при $\gamma_{02} = 90$ (1), 30 (2) и 9° (3).

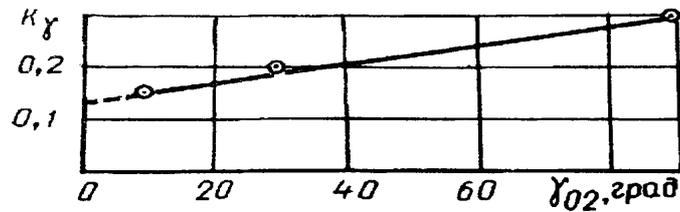


Рис.2.26. Изменение коэффициента пропорциональности k_γ в формуле (2.31) от угла подвода протечки γ_{02} .

Таким образом, умеренный корневой вдув рабочего тела на входе в ступень мало влияет на структуру пространственного потока и распределение по высоте лопатки степени реактивности, но приводит к уменьшению КПД, оцениваемому относительно суммы теоретических мощностей основного и добавочного потоков. Темп падения КПД с увеличением \overline{G}_{02} снижается при уменьшении угла вдува. Несмотря на снижение КПД, каждый процент вдуваемого на входе рабочего тела увеличивает не менее чем на 0,7% полезную мощность ступени. Этот прирост полезной мощности турбины может оказать положительное влияние на эффективность работы установки в целом.

2.7. Влияние углов входа на потери в лопаточных венцах осевой турбинной ступени

Значительное число экспериментальных работ, посвященных исследованию потерь в зависимости от углов входа, выполнено, в основном, на плоских решетках. Полученные результаты позволили создать обобщенные зависимости профильных потерь от углов входа [1, 17,24,70,95,96] для расчета характеристик турбин на переменных режимах.

Вместе с тем, немногочисленны данные о влиянии углов входа на потери в лопаточных венцах модельных и натуральных турбин. Это обусловлено тем, что получение таких сведений требует весьма трудоемкого и затратного процесса травесирования потока перед и за решетками на различных режимах работы турбины. Поэтому подробное травесирование потока обычно выполняют на номинальном режиме, а уже суммарные характеристики турбины исследуют в широком диапазоне варьирования режимных параметров.

Сравнение зависимостей коэффициентов ζ_2 профильных потерь в функции от углов атаки $i = \beta_{1,л} - \beta_1$ для рабочих решеток двух турбинных ступеней (рис. VI.17 в монографии [7]), построенных по результатам траверсирования в ступени и по данным продувок плоских решеток, убедительно показывает, что в составе турбинной ступени изменяется не только уровень значений ζ_2 , но также и характер зависимостей $\zeta_2 = f(i)$. Поэтому исследование влияния углов входа на потери в лопаточных венцах модельных и натурных турбин следует признать актуальным.

Так как до настоящего времени не потеряли значения газодинамические расчеты турбин по среднему диаметру, особенно на переменных режимах, то представляет определенный интерес исследовать влияние углов входа на потери в РК для параметров РЛ на среднем диаметре [49]. Для получения таких сведений необходимо располагать результатами траверсирования на номинальном режиме и суммарными характеристиками турбинной ступени в широком диапазоне варьирования параметра u_2/C_0 . Тогда для расчета коэффициента потерь ζ_2 в РК можно использовать формулу (2.27).

Используя соотношения плоских треугольников скоростей, угол атаки i можно вычислить как функцию угла α_1 , режимного параметра u_1/C_0 , коэффициента потерь ζ_1 в НА и степени реактивности ρ_T :

$$i = \beta_{1,л} - \beta_1 = \beta_{1,л} - \arctg \left[\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \left(\frac{u_1}{C_0} \right) \frac{1}{\sqrt{(1-\zeta_1)(1-\rho_T)}}} \right], \quad (2.33)$$

где $\beta_{1,л}$ – угол между касательной к средней линии профиля и фронтом решетки на среднем диаметре.

Экспериментальные исследования по определению коэффициента ζ_2 в рабочей решетке выполнялись для семи модельных турбинных ступеней, основные геометрические характеристики которых приведены в табл. 2.5. Ступени 1 , $2S$, $3S$, $A-2$ характерны для газовых турбин, ступень $1A$ – для паровых. Закрутка лопаточных венцов в ступенях 1 , $2S$, $3S$ и $1A$ соответствовала условию $c_u r = const$, в ступени $A-2$: $\alpha_1 = const$. Ступени $б$ и $з$ – модификации ступени 1 , полученные за счет тангенциального наклона направляющих лопаток. Ступень $1A$ была выполнена с бандажом РЛ, остальные ступени имели рабочие колеса без бандажа. На всех режимах работы исследованных ступеней прикорневые протечки отсутствовали

($G_D = G_{YT} = G_{ome} = 0$). Относительные радиусы входных и выходных кромок рабочих лопаток ступеней были невелики: $r_{ex} / b_2 = 0,035 - 0,04$; $r_{вых} / b_2 = 0,006 - 0,008$.

Таблица 2.5

Геометрические характеристики	Ступень						
	1	2S	3S	A-2	1A	6	3
Отношение среднего диаметра к длине рабочей лопатки d_2/l_2	6,34	7,14	4,78	4,22	6,34	6,34	6,34
Относительный шаг рабочей решетки на среднем диаметре t_2/b_2	0,597	0,718	0,747	0,733	0,722	0,627	0,627
Эффективный угол НЛ на выходе, град: у корня $\alpha'_{1эф}$	15,4	19,8	19,5	20,2	12,2	18,15	18,15
на среднем диаметре $\alpha_{1эф}$	18,2	21,3	21,6	20,2	13,8	18,15	18,15
у периферии $\alpha''_{1эф}$	20,5	23,1	24,5	20,2	16,4	18,15	18,15
Лопаточный угол РЛ, град: у корня $\beta'_{1л}$	31,9	43,8	34,6	35,1	27,5	56,0	56,0
на среднем диаметре $\beta_{1л}$	56,4	62,5	63,9	76,1	38,3	56,0	56,0
у периферии $\beta''_{1л}$	99,7	88,4	104,0	135,3	64,7	56,0	56,0
Выходной эффективный угол РЛ, град: у корня $\beta'_{2эф}$	27,7	22,5	25,0	30,2	23,7	22,6	22,6
на среднем диаметре $\beta_{2эф}$	23,7	22,6	23,8	23,5	21,8	23,9	23,9
у периферии $\beta''_{2эф}$	20,7	19,4	19,3	19,3	19,5	25,4	25,4
Относительный радиальный зазор δ_2''/l_2	0,0186	0,0124	0,008	0,0116	0,0135	0,0186	0,0186
Термодинамическая степень реактивности $\rho_{ТН}'$ у корня при $(u/C_0)_{онт}$	0,10	0,34	0,25	0,03	0	0,43	0,54

Характеристики η , η^* , ρ_T' и ρ_T'' в функции от параметра u_2/C_0 определялись для каждой из ступеней при постоянном перепаде давлений

$\Pi_0 = p_2 / p_0^* = const$ за счет изменения частоты вращения ротора. При оптимальных значениях параметра u_2 / C_0 , соответствующих максимальным значениям КПД η , выполнялось траверсирование потока в сечениях 0-0 перед НЛ, 1-1 перед РЛ и 2-2 за РЛ для каждой ступени. Критерии динамического подобия в опытах имели следующие значения: $M_{c_{1r}} = 0,55 - 0,75$; $M_{w_{2r}} = 0,40 - 0,65$; $Re_{c_{1r}} = (2 - 5) \cdot 10^5$. Ступени 6 и 3 различаются только количеством НЛ (50 и 100 шт.).

По результатам анализа суммарных характеристик для каждой ступени вычислялись ρ_T и ζ_2 при соответствующих углах атаки i по формулам (2.28) и (2.27). Определенные с помощью формулы (2.27) коэффициенты ζ_2 суммарных потерь кинетической энергии учитывают профильные и концевые потери для РЛ в целом, включая также потери, связанные с протечками рабочего тела через радиальный зазор у периферии РК. Обработка результатов показала, что абсолютные уровни коэффициентов ζ_2 суммарных потерь и характер их изменения в зависимости от угла атаки i для рабочих решеток каждой ступени различны. Вместе с тем, для расчетов переменных режимов работы турбины желательно располагать универсальными зависимостями $\zeta_2 = f(i)$.

Теоретический анализ обтекания решетки пластин плоским потоком несжимаемой жидкости, выполненный Г.Ю. Степановым [85], показал, что коэффициент профильных потерь для этого случая можно представить в следующем виде:

$$\zeta_{PP} = A + B \left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right)^2 + C \left[\frac{\sin(\beta_{1л} - \beta_1) \sin \beta_2}{\sin \beta_{1л} \sin \beta_1} \right]. \quad (2.34)$$

Если попытаться использовать формулу (2.34) для расчета профильных потерь в решетках турбин, то коэффициенты A , B и C должны определяться для каждой конкретной решетки по экспериментальным данным в зависимости от чисел M и Re . В результате анализа большого числа опытов с решетками турбин, в монографии [85] формулу (2.31) для практических расчетов предлагается использовать в следующем виде:

$$\zeta_{PP} = \zeta_P + 0,058 \left[\left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \right)^2 - \left(\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_{1л}} \right)^2 \right] + 0,265 \left[\frac{\sin(\beta_{1л} - \beta_1) \sin \beta_2}{\sin \beta_{1л} \sin \beta_1} \right], \quad (2.35)$$

где ζ_P – коэффициент профильных потерь при условии $\beta_1 \approx \beta_{1л}$.

Попытки применить формулу (2.35), а также полуэмпирические формулы других авторов [1,4,17,24,70,95,96] для получения универсальной зависимости $\zeta_2 = f(i)$, обобщающей опыты на вращающихся моделях, не увенчались успехом. В качестве основных причин ограниченной пригодности данных, полученных на плоских решетках, для анализа влияния углов входа в модельных и натуральных турбинах следует назвать неравномерность, нестационарность и турбулентность набегающего на решетки потока. Кроме того, влияние углов атаки не исчерпывается «потерянной» кинетической энергией при входе. При нерасчетных углах входа коренным образом может измениться обтекание профиля и появиться развитый нестационарный отрыв потока от спинки или входной кромки рабочих лопаток турбинной ступени.

На рис.2.27 представлены зависимости $\bar{\zeta}_2 = f(\bar{i})$, полученные по результатам испытаний семи турбинных ступеней (табл.2.5). По оси абсцисс откладывается относительный угол атаки

$$\bar{i} = \frac{i}{\beta_{1,l} K}, \quad (2.36)$$

где $K = \sin \beta_{1,l} / \sin \beta_{2,\text{эф}}$ – степень конфузорности решетки РЛ на среднем диаметре. Параметр \bar{i} в соответствии с формулой (2.36) учитывает основные факторы, определяющие изменение характера течения и появление дополнительных потерь, обусловленных обтеканием РЛ с углами атаки, а именно: степень конфузорности решетки K и угол атаки в долях от угла $\beta_{1,l}$ ($i / \beta_{1,l}$). Так как комбинация $\beta_{1,l}$ и K однозначно определяет угол $\beta_{2,\text{эф}}$, то параметр \bar{i} косвенно учитывает также угол поворота потока в решетке. Если формулу (2.36) представить в виде

$$\bar{i} = \frac{(\beta_{1,l} - \beta_1) \sin \beta_{2,\text{эф}}}{\beta_{1,l} \sin \beta_{1,l}},$$

то ее структура во многом совпадает со структурой последнего члена из правой части формулы (2.34), который, в основном, и определяет дополнительные потери от нерасчетных углов входа.

По оси ординат на рис.2.27 отложен коэффициент относительных потерь $\bar{\zeta}_2 = \zeta_2 / \zeta_{2,\text{min}}$ ($\zeta_{2,\text{min}}$ – минимальное значение коэффициента потерь для рабочих решеток в исследованном диапазоне углов атаки), соответствующий различным режимам работы испытанных ступеней.

Из рассмотрения кривых $\bar{\zeta}_2 = f(\bar{i})$ на рис.2.27 видно, что $\zeta_{2,\text{min}}$ реализуется при небольших положительных углах атаки ($\bar{i} \approx 0,05$). По-

видимому, это связано с влиянием вторичных вихрей, возникающих в НА, на обтекание периферийных и, особенно, корневых сечений РЛ. Вследствие повышенного уровня потерь в областях, охваченных вторичными вихрями, при близком к безударному входе потока на среднем диаметре, у корня и на периферии при входе потока на РЛ появятся, по сравнению с расчетом, отрицательные углы атаки, которые особенно опасны для корневых сечений РЛ, так как степень конфузурности этих сечений обычно мала, а углы поворота потока велики. Поэтому интегральный минимум $\bar{\zeta}_2$ достигается при небольших положительных углах атаки на среднем диаметре, где профили РЛ атакоустойчивы; тогда в корневых и периферийных сечениях РЛ отрицательные углы атаки уменьшаются или исчезают. В связи с изложенным представляется целесообразным, особенно для корневых сечений РЛ, при проектировании профилей предусматривать небольшой положительный угол атаки, что и рекомендуется в статье [6].

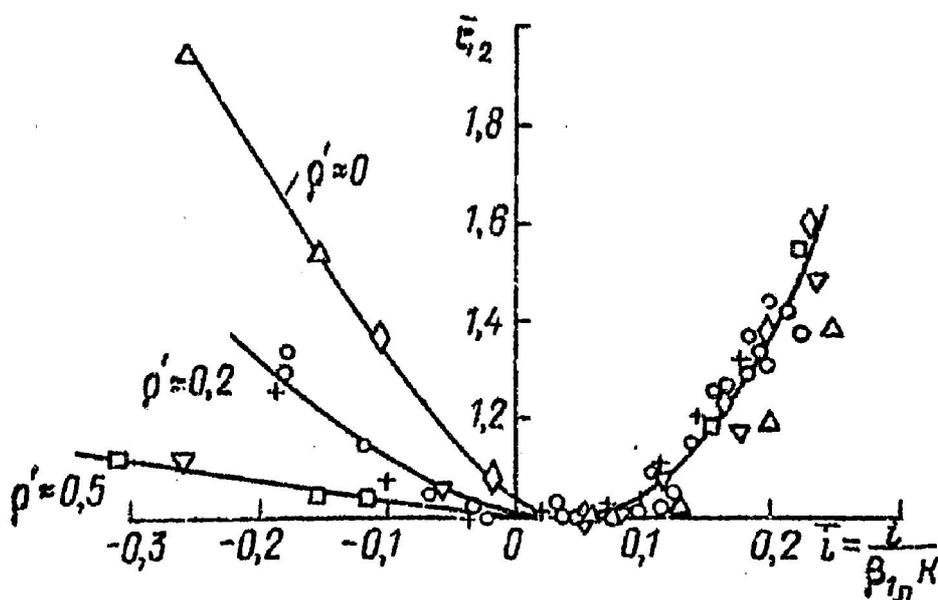


Рис.2.27. \circ – ступень 1, + - 2S, \oplus - 3S, Δ - A2, \diamond - 1A, ∇ - 6, \square - 3.

В области положительных углов атаки ($\bar{i} > 0,05$) экспериментальные точки группируются около одной кривой. Если $\bar{i} < 0,05$, то характер изменения зависимости $\bar{\zeta}_2 = f(\bar{i})$ для исследованных ступеней получается различным. Наиболее резкое возрастание коэффициента $\bar{\zeta}_2$ в этой области наблюдается в рабочих решетках ступеней A-2 и 1A, у которых термодинамическая степень реактивности ρ'_{TH} в корневом сечении на номинальном режиме близка к нулю (табл.2.5). Наименьшее влияние

отрицательные углы атаки оказывают на величину $\overline{\zeta_2}$ в рабочих решетках ступеней 3 и 6, где $\rho'_{TH} \approx 0,5$. Кривые $\overline{\zeta_2} = f(\overline{i})$ для ступеней 1, 2S и 3S, у которых $\rho'_{TH} \approx 0,2$, занимают промежуточное положение.

Таким образом, представленные на рис.2.27 экспериментальные данные иллюстрируют существование двухпараметрических зависимостей коэффициентов потерь $\overline{\zeta_2}$ в решетках рабочих лопаток в функции относительного угла атаки \overline{i} и термодинамической степени реактивности ρ'_{TH} в корневом сечении ступени на номинальном режиме. Эти зависимости получены при исследовании потерь в РК турбинных ступеней в условиях, близких к натурным, и, следовательно, учитывают влияние основных факторов рабочего процесса на потери при изменении углов атаки. Влияние относительного радиуса входной кромки РЛ на потери от углов входа можно учесть дополнительно [32].

Направляющие лопатки ступени осевой паровой или газовой турбины в наиболее общем случае также обтекаются неравномерным, нестационарным и турбулентным потоком, покинувшим предыдущую ступень. Радиальная неравномерность потока на входе в НА усугубляется протечкой у периферии и подсосом рабочего тела в корневую область РК предыдущей ступени (рис.2.15). При анализе профильных потерь в НЛ и РЛ в условиях, близких к натурным, и при расчетных углах входа потока, отмечалось, что уровень коэффициентов $\zeta_{ПР}$ профильных потерь можно оценить как для НЛ, так и для РЛ с помощью универсальной зависимости $\zeta_{ПР} = f(L)$ (2.4). Поэтому для расчета потерь в НА от угла атаки также будем использовать данные, полученные для РК (рис.2.27), с некоторой коррекцией.

При вычислении относительного угла атаки для НА по формуле (2.36) принимается $i = \alpha_{0,l} - \alpha_2^*$, где α_2^* – угол выхода потока из предыдущей ступени, $K = \sin \alpha_{0,l} / \sin \alpha_{1,\phi}$, $\beta_{1,l} = \alpha_{0,l}$. Обычно относительная толщина входных кромок r_{ex}/b_1 для НЛ больше, чем r_{ex}/b_2 для РЛ. Как показано в опытах ЛПИ [32], утолщение входной кромки значительно повышает нечувствительность профиля к углам атаки. Поэтому в протекание правой ветви кривой $\overline{\zeta_2} = f(\overline{i})$ при $\overline{i} > 0,05$ на рис.2.27 следует внести коррективы в зависимости от конкретного значения r_{ex}/b_1 НЛ на среднем диаметре. В области $\overline{i} < 0,05$ целесообразно использовать кривую $\overline{\zeta_2} = f(\overline{i})$ для значения $\rho'_{TH} \approx 0,5$, так как конфузурность каналов НА обычно велика. При

этом также полезно учесть конкретное значение r_{ex}/b_1 в направляющем аппарате [32].

Таким образом, обобщенные зависимости $\bar{\zeta} = f(\bar{i})$, представленные на рис.2.27, в сочетании с рекомендациями по влиянию толщины входной кромки r_{ex}/b дают возможность в первом приближении вычислить суммарные коэффициенты потерь кинетической энергии в НА и РК при различных углах входа, необходимые для расчёта характеристик турбин на переменных режимах.

2.8. Расчет характеристик турбин на переменных режимах как средство проверки достоверности и качества математических моделей

Забегая вперед, отметим, что расчет характеристик на переменных режимах целесообразно включить в состав математической модели оптимизации проточной части тепловой турбины, используемой на этапе проектирования. Тогда появится возможность с помощью этой модели осуществить поиск оптимального варианта проточной части турбины с учетом ее свойств не только на номинальном, но также и на переменных режимах. В качестве базового при расчете переменных режимов в одномерной постановке обычно используется проектировочный газодинамический расчет проточной части турбины на номинальном режиме в двухмерной постановке задачи. С помощью изложенных рекомендаций на номинальном режиме для каждого лопаточного венца вычисляются коэффициенты суммарных потерь, отнесенные к параметрам потока на среднем диаметре. Для НА коэффициент суммарных потерь учитывает профильные и вторичные потери, потери от влажности (для паровых турбин) и потери, связанные с охлаждением (для газовых турбин). Для РК при вычислении коэффициента суммарных потерь учитываются те же составляющие потерь, что и для НА, а также потери у периферии РЛ с бандажом или без бандажа с помощью формул (2.11), (2.16) и (2.27). Увеличение потерь в РК под влиянием подсоса рабочего тела через открытый корневой зазор $\Delta\zeta'_{2VT}$ можно определить с помощью формулы (2.29). При расчете переменных режимов величину $\Delta\zeta'_{2VT}$ считаем такой же, как и на номинальном режиме, что установлено экспериментальными исследованиями (рис.2.16).

Наиболее сложно при расчете переменных режимов корректно учесть влияние углов входа на потери в НА и РК. Кроме уже упомянутых способов, в монографии [79] дополнительные потери при входе в РК предлагается определять по простой формуле

$$\Delta H_{ex} = 0,5 k_{ex} c_1^2 [(u_1 / c_1) - (u / c_1)_n]^2 ,$$

где индексом «*n*» помечены параметры на номинальном режиме. В многоступенчатой турбине, однако, потери от углов входа появляются при обтекании не только рабочей, но также и направляющей решетки.

В результате анализа суммарных характеристик и результатов травесирования исследованных одноступенчатых и двухступенчатых воздушных турбин, а также на основании рекомендаций, изложенных в п.2.7, для учета влияния углов входа на коэффициенты суммарных потерь ζ_1 в НА и ζ_2 в РК предлагаются следующие эмпирические формулы:

если $\overline{i_1} > 0$, то

$$\zeta_1 = \zeta_{1nn} [1 + 8(\overline{i_1})^2]; \quad (2.37)$$

если $\overline{i_1} < 0$, то

$$\zeta_1 = \zeta_{1nn} [1 + 2(\overline{i_1})^2]; \quad (2.38)$$

если $0 < \overline{i_2} < 0,2$, то

$$\zeta_2 = \zeta_{2nn} [1 + 16(\overline{i_2})^2]; \quad (2.39)$$

если $\overline{i_2} > 0,2$, то

$$\zeta_2 = \zeta_{2nn} [1,64 + 6,4(\overline{i_2} - 0,2)]; \quad (2.40)$$

если $-0,08 < \overline{i_2} < 0$, то

$$\zeta_2 = \zeta_{2nn} \{1 + [1 + 50(0,5 - \rho'_{TH})^2](\overline{i_2})^2\}; \quad (2.41)$$

если $\overline{i_2} < -0,08$, то

$$\zeta_2 = \zeta_{2нн} \{1 + [1 + 50(0,5 - \rho'_{ТН})^2] \cdot [0,0064 - 0,16(\bar{i}_2 + 0,08)]\}. \quad (2.42)$$

В формулах (2.37) – (2.42) относительные углы атаки \bar{i}_1 для НА и \bar{i}_2 для РК вычисляются с помощью формулы (2.36) и рекомендаций п.2.7. Для значений $\bar{i}_2 < -0,08$ и $\bar{i}_2 > 0,2$ зависимость $\bar{\zeta}_2 = f(\bar{i})$ принята линейной, а формулы (2.40) и (2.42) получены дифференцированием формул (2.39) и (2.41). Термодинамическая степень реактивности $\rho'_{ТН}$ у корня в зависимостях (2.41), (2.42) берётся на номинальном режиме. Приведенные значения коэффициентов $\zeta_{1нн}$ и $\zeta_{2нн}$ в формулах (2.37) – (2.42) определяются с использованием коэффициентов $\zeta_{1н}$ и $\zeta_{2н}$ суммарных потерь на номинальном режиме, скорректированных с учетом изменения чисел M_n и Re_n . Формулы (2.37) – (2.42) рекомендуется использовать для решеток НЛ и РЛ, у которых $\bar{r}_{ex} = r_{ex} / b = 0,03 - 0,05$.

Расчеты переменных дозвуковых режимов ведутся в межвенцовых зазорах проточной части. Для расчета одного режима задаются: параметры торможения на входе h_0^* , p_0^* ; противодавление $p_{2Т}$ за турбиной; частота n_e вращения ротора; физические свойства k и R рабочего тела; геометрические характеристики лопаточных венцов; коэффициенты полных потерь $\zeta_{1н}$ и $\zeta_{2н}$, числа M_n и Re_n и термодинамическая степень реактивности $\rho'_{ТН}$ для каждой ступени на номинальном режиме. Заданное противодавление $p_{2Т}$ за турбиной подбирается ЭВМ итерациями за счет изменения массового расхода G_I рабочего тела перед первой ступенью.

На рис.2.28 результаты расчетов переменных режимов сравниваются с экспериментальными данными, полученными в ЛПИ [7,49] при испытаниях турбинной ступени на высоких дозвуковых режимах.

Анализируя приведенные данные, можно сделать вывод о том, что математическая модель проточной части осевой тепловой турбины на переменных режимах вполне удовлетворительно прогнозирует протекание реальных характеристик ступени в широком диапазоне режимных параметров.

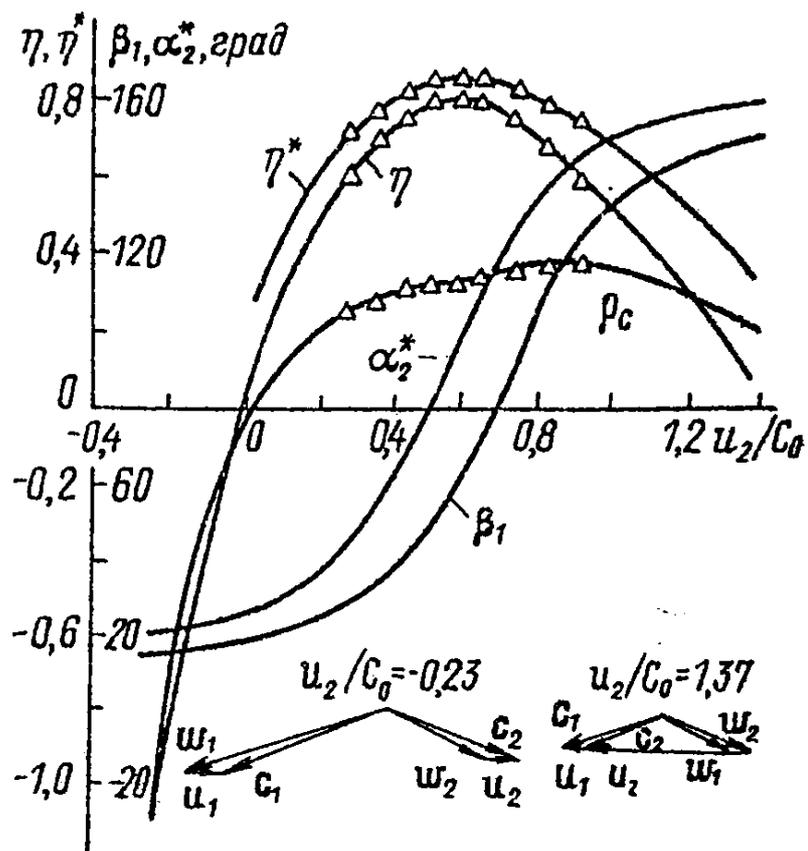


Рис.2.28. Характеристики ступени: _____ - расчет, Δ - эксперимент.

Достоверность и качество разработанных математических моделей, алгоритмов и компьютерных программ иллюстрируют также рис.2.29 и 2.30 [61]. На них представлено сравнение результатов расчётов и экспериментальных исследований для четырехступенчатой и семиступенчатой воздушных турбин. Проектирование, изготовление и испытания турбин на умеренных дозвуковых режимах проводились в институте турбомашин университета г. Ганновера (Германия).

Четырёхступенчатая турбина образована путём подрезки последней, четвёртой ступени по периферии. Четвёртая ступень имела параметр $d_{2c}/l_2 = 3,5$, эффективные углы на среднем диаметре $\alpha_{1\phi} = 21,6^\circ$, $\beta_{2\phi} = 20,6^\circ$ и степень реактивности $\rho_{TH} = 0,5$. Кривые на рис.2.29 иллюстрируют расчётные и экспериментальные зависимости суммарной мощности N отсека от массового расхода G . Для всех указанных на рис. 2.29 частот вращения ротора обнаружено вполне удовлетворительное согласование результатов расчётов и опытов, даже на режимах вентилирования последней ступени, когда суммарная мощность отсека близка к нулевой.

Семиступенчатая турбина образована путём подрезки последней, седьмой ступени по периферии. Седьмая ступень имела параметр $d_{2c}/l_2 = 3$, эффективные углы на среднем диаметре $\alpha_{1эф} = 23,9^\circ$, $\beta_{2эф} = 20^\circ$ и степень реактивности $\rho_{TH} = 0,5$.

На рис.2.30 сопоставлено протекание расчётной кривой КПД $\bar{\eta}$ семиступенчатой воздушной турбины в функции числа Парсонса $Y = \sqrt{\sum u_2^2} / \sqrt{2H_{от}}$ с результатами опытов при постоянной частоте вращения ротора ($n=7000$ об/мин). Результаты расчётов и опытов удовлетворительно согласуются между собой в исследованном диапазоне режимных параметров.

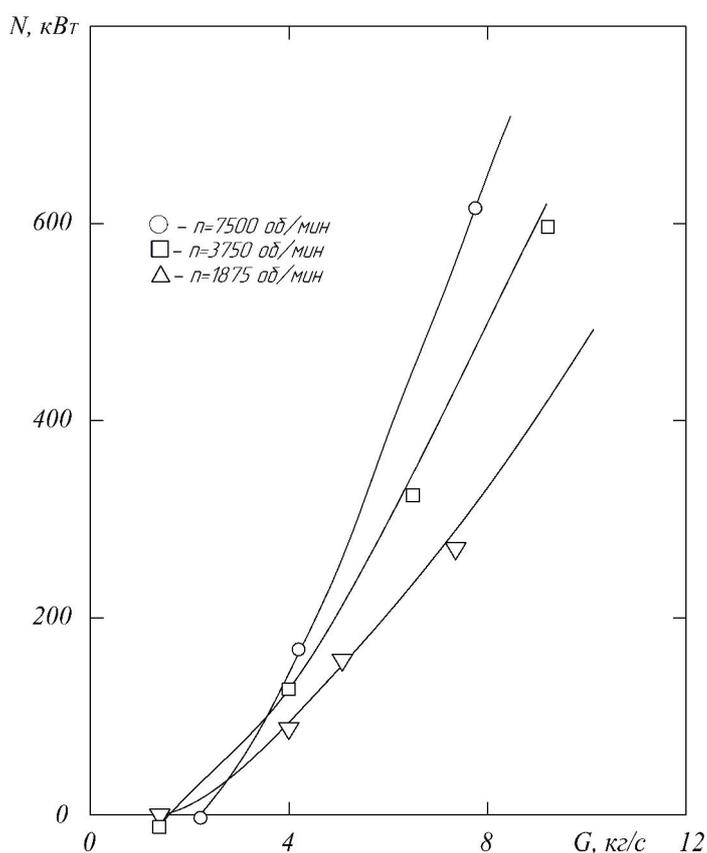


Рис. 2.29. Зависимости $N=f(G)$ при различных частотах вращения четырёхступенчатой турбины (сплошные линии - результаты расчётов).

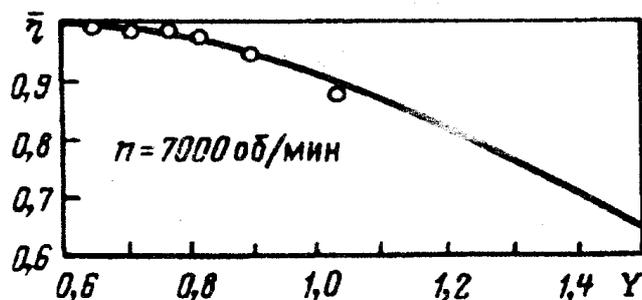


Рис. 2.30. Влияние критерия Парсонса Y на КПД $\bar{\eta} = \eta / \eta_{\max}$ семиступенчатой турбины (сплошная линия - результаты расчётов).

Таким образом, развитые в главах 1 и 2 математические модели течения и потерь кинетической энергии, алгоритмы и программы для ЭВМ вполне удовлетворительно описывают реальные характеристики турбин в широком диапазоне изменения режимных параметров.

3. ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

3.1. Состояние вопроса

Выше уже отмечалось (п.1.2.1), что используемый до настоящего времени проектировочный газодинамический расчёт многоступенчатой осевой тепловой турбины в «твёрдых» меридианных обводах проточной части в традиционной постановке разработан для ручного счёта и недостаточно формализован для использования его в режиме поиска на ЭВМ экстремума функции многих переменных. Поэтому оптимизация проточной части всей турбины обычно осуществляется за счёт оптимизации каждой отдельной ступени на разных уровнях расчёта.

Классический анализ поиска максимума КПД турбинной ступени в одномерной постановке задачи выполнен в трудах И.И.Кириллова, А.В.Щегляева, В.Х.Абианца, Г.С.Жирицкого, В.В.Уварова, Н.М.Маркова, О.Н.Емина, Г.А.Зальфа, Я.М.Шнеэ, А.Стодолы, В.Траупеля, В.Рисса, Д.Х.Хорлокка и других.

Для турбинных ступеней средней и большой веерности одномерный подход, очевидно, недостаточен, так как следует решать вопрос не только о наилучшем сочетании параметров в отдельном сечении (обычно на среднем или корневом диаметре), но также и об их оптимальном

распределении вдоль радиуса. Очень часто на практике эта задача решается выбором путём вариантных расчётов «закона закрутки» лопаточных венцов. Компьютерная оптимизация турбинной ступени в квазидвухмерной постановке задачи по максимуму внутреннего КПД рассмотрена в монографии [9].

Сравнительно немногочисленны публикации, посвящённые поиску оптимального варианта проточной части многоступенчатой осевой тепловой турбины в целом [9, 22,66,91,97], особенно в широком диапазоне режимных параметров [91,92]. В большинстве публикаций задача оптимизации турбины решается в одномерной постановке в «твёрдых» меридианных обводах проточной части. Поэтому задачи моделирования и оптимизации проточных частей турбин рассматриваются отдельно. В инженерной практике для целей моделирования лопаточного аппарата наиболее распространёнными следует признать метод «модельных ступеней» [27] или его модификацию – метод «модельных венцов» [22,80].

На основе представленного краткого обзора представляется целесообразным в главе 3 сформулировать и решить комплексную задачу оптимизации многоступенчатых осевых тепловых турбин в «твёрдых» и «жидких» меридианных обводах проточных частей, обосновать выбор целевой функции, разработать универсальный метод нелинейной оптимизации и рассмотреть способы учёта различных конструктивных, технологических и прочностных ограничений. Особое внимание следует уделить многорежимной оптимизации проточных частей турбин, в том числе и в составе теплоэнергетических установок. Следует также обсудить проблемы моделирования, унификации и модернизации проточных частей осевых тепловых турбин. Особенность комплексного подхода к решению этих проблем заключается в том, что они представляют собой частные случаи решения общей задачи компьютерной оптимизации тепловых турбин.

3.2. Постановка задачи оптимизации проточной части турбины

Осевые паровые и газовые турбины применяются в качестве двигателей разнообразных теплоэнергетических установок (ТЭУ). Для ТЭУ в качестве целевой функции рассматриваются приведенные затраты по всем основным элементам оборудования с учетом особенностей их

конструктивного решения и внешних связей за обоснованно усредненный период использования установки при заданном энергетическом эффекте [72]. Для осевых тепловых турбин в качестве целевой функции обычно используется внутренний КПД η_T проточной части. Вместе с тем, связь приведенных затрат с КПД η_T очевидна, так как уровень КПД η_T зависит от конструкции турбины и влияет на расход топлива ТЭУ, а, следовательно, и на функцию цели всей ТЭУ.

Тогда в соответствии с методологией, развитой для ТЭУ в целом, задача оптимизации осевой тепловой турбины в наиболее общем виде формулируется следующим образом [49]:

необходимо максимизировать нелинейную функцию цели

$$\eta_T = \eta_T [X, Y, Z, F, G], \quad (3.1)$$

с учетом нелинейных ограничений в виде равенств

$$H(x, y, z) = 0, \quad (3.2)$$

и в виде неравенств:

$$X_{min} \leq X \leq X_{max}, \quad (3.3)$$

$$Y_{min} \leq Y [X, Y(X), Z, F] \leq Y_{max}, \quad (3.4)$$

$$Z_{min} \leq Z [X, Y, F] \leq Z_{max}, \quad (3.5)$$

$$F_{min} \leq F \leq F_{max}, \quad (3.6)$$

$$G_{min} \leq G [X, Y, Z, F] \leq G_{max}, \quad (3.7)$$

$$\text{при } A = A_0. \quad (3.8)$$

В этих выражениях X представляет собой совокупность независимых переменных x , Y – совокупность зависимых переменных y . При этом некоторые переменные Y в общем случае зависят не только от всей совокупности независимых переменных X , но также и от части совокупности переменных Y . Такая «замкнутая» взаимосвязь отражена неравенством (3.4). В качестве примера можно рассмотреть КПД ступени, который зависит не только от углов потока, но и от потерь, которые, в свою очередь, являются функцией углов потока. Независимыми переменными при расчете турбин в «жидких» меридианных обводах могут служить углы потока $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$, (рис.1.2), в «твёрдых» – давления p_1 и p_2 .

Совокупность Z характеризует конструктивные параметры z , которые имеют непрерывный характер изменения в рассматриваемой области поиска. Это, например, шаги, хорды, диаметры и высоты лопаток турбины.

Совокупность H объединяет уравнения сохранения и связей, записанных в контрольных сечениях каждой из n ступеней турбины.

Параметры и признаки f , изменяющиеся дискретно в рассматриваемой области поиска, учитываются совокупностью F . К ним можно отнести, например, число ступеней турбины и количество лопаток в каждом венце.

Технологические свойства турбин характеризует совокупность параметров $G = (g_1, g_2 \dots g_i \dots g_m)$, где g_i – технологическое требование, сформулированное для i -й ступени. В качестве такого требования можно рассмотреть, например, уровень температур T_0^* и T_{wl}^* , которые определяют при заданном ресурсе и принятой схеме охлаждения марку материала направляющих и рабочих лопаток турбинной ступени.

Совокупность A учитывает показатели независимых внешних факторов a , которые считаем заданными ($A=A_0$). Это, например, начальные параметры рабочего тела, массовые расходы по ступеням, мощность турбины, частота вращения ротора.

Система выражений (3.2)-(3.8) формирует область непрерывного изменения параметров турбины, в которой необходимо найти абсолютный максимум (максимум-максимум) функции η_T цели из всех ее значений внутри и на границах области поиска.

Сформулированная в общем виде задача оптимизации проточной части осевой тепловой турбины представляет собой сложную, нелинейную, многофакторную, экстремальную задачу поиска. Нелинейность задачи объясняется тем, что функциональные зависимости, описывающие выражения (3.1)-(3.7), могут быть различного рода комбинациями алгебраических и трансцендентных функций: тригонометрических, степенных, показательных, логарифмических и т.д. Поэтому пока не удастся решить в общем виде задачу оптимизации проточной части турбины. Для получения инженерных решений необходимо исключить систему ограничений (неравенств) (3.3-3.7).

Развитый в теории нелинейной оптимизации метод штрафных функций позволяет свести задачу поиска экстремума при наличии ограничений в виде неравенств к задаче без ограничений для некоторой вспомогательной «присоединенной» целевой функции. «Присоединенная» целевая функция равна максимизируемой функции цели минус штрафная добавка, которая вычисляется в масштабе целевой функции в зависимости от нарушенных ограничений.

Для нахождения максимума «присоединенной» целевой функции $\eta_{ТП}$ можно использовать известные методы поиска экстремума функции

многих переменных без ограничений. При этом общая задача нелинейной оптимизации без ограничений сводится к следующей [94]:

максимизировать $\eta_{ТП} (X)$, $X \in E^m$, где $\eta_{ТП}$ – целевая функция, $X = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_m \end{pmatrix}$ –

совокупность m независимых переменных X , или вектор-столбец размерности $m \times 1$ в E^m (т.е. в m -мерном евклидовом пространстве переменных), с учетом (3.2) и (3.8).

При оптимизации проточной части осевой тепловой турбины «присоединенная» целевая функция $\eta_{ТП}$ вычисляется следующим образом:

$$\eta_{ТП} = \eta_T - \Delta\eta_T = \eta_T - \sum_{s=1}^p \xi_c d_s \frac{|q_{zs} - q_s|}{q_{zs}}. \quad (3.9)$$

В формуле (3.9) q_s параметр, значения которого желательно иметь в диапазоне $q_{zs}^* \leq q_s \leq q_{zs}^{**}$ (рис.3.1). Часто требуется обеспечить: $q_s \geq (q_{zs}^* = q_{zs})$, $q_s \leq (q_{zs}^{**} = q_{zs})$ или $q_s = q_{zs} = q_{zs}^* = q_{zs}^{**}$. Коэффициент $\xi_c = 0$, когда ограничения по q_s выполняются, и $\xi_c = 1$, если ограничения по q_s не выполняются, d_s «весовой» коэффициент, влияющий на интенсивность выполнение функции штрафа, p – число нарушенных ограничений.

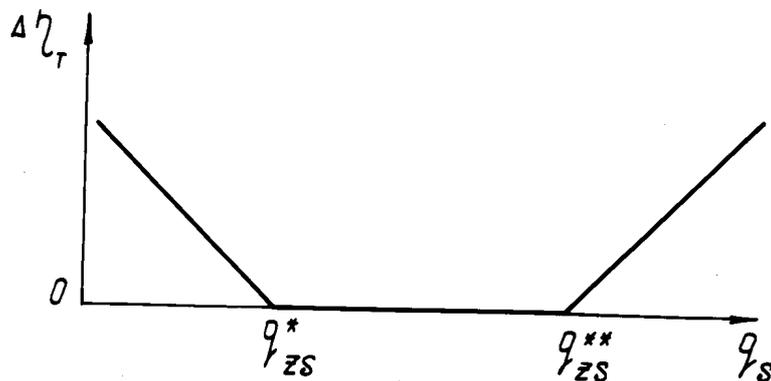


Рис.3.1. Вид штрафной функции.

Таким образом, из формулы (3.9) следует, что «присоединенная» целевая функция $\eta_{ТП}$ формируется разностью: внутреннего КПД η_T турбины и суммы относительных линейных штрафных функций. Линейная зависимость, в отличие от квадратичной, не приводит к резким забросам значений функции штрафа, а «весовой» коэффициент d_s дает возможность усиливать или ослаблять требования к выполнению условия

для параметра q_s . Обширная практика расчетов на ЭВМ показала, что линеаризация функции штрафа весьма эффективна, особенно при большом числе ограничений.

С помощью «присоединенной» целевой функции (3.9) можно учесть ограничения на диапазон изменения независимых X и зависимых Y переменных, а также конструктивных Z и технологических G параметров. Учет ограничений не влияет на результаты газодинамического расчета конкретного варианта проточной части и уровень КПД η_T турбины, которой составляет основу «присоединенной» целевой функции $\eta_{ТП}$. Рассмотрим некоторые, наиболее часто применяемые ограничения, которые могут быть учтены при оптимизации проточной части осевой тепловой турбины:

1. Допустимый уровень углов α_1 и β_2 потока может быть ограничен по технологическим соображениям, т.е.

$$\alpha_1 \geq \alpha_{1min}, \beta_2 \leq \beta_{2min}. \quad (3.10)$$

2. Напряжения растяжения и напряжения изгиба в корневых сечениях РЛ не должны превосходить допустимых:

$$\sigma_p \leq \sigma_{\partial p}, \sigma_u \leq \sigma_{\partial u}. \quad (3.11)$$

3. Среди ограничений на конструктивные параметры наиболее важным представляется выдержать определенные, наперед заданные соотношения между высотами l_1 направляющей и l_2 рабочей лопатки каждой ступени:

$$l_2 - l_1 - m_\delta \cdot \delta_2'' = 0, \quad (3.12)$$

где m_δ - коэффициент, δ_2'' - радиальный зазор у периферии РЛ. Выбором величины m_δ можно влиять на форму периферийных меридианных обводов проточной части.

4. При модернизации проточных частей турбин необходимо решать задачу оптимизации, когда диаметры и высоты лопаточных венцов полагаются известными. В этом случае следует использовать штрафные функции, пропорциональные отклонениям от условий:

$$\begin{aligned} l_{1H} - l_1 = 0, \quad l_{2H} - l_2 = 0, \\ d_{1H} - d_1 = 0, \quad d_{2H} - d_2 = 0, \end{aligned} \quad (3.13)$$

где l_{1H} , l_{2H} , d_{1H} , d_{2H} - номинальные размеры лопаточных венцов, l_1 , l_2 , d_1 , d_2 - размеры ступени, полученные для конкретного варианта проточной части. Очевидно, что выполнение условий $l_1 \approx l_{1H}$, $l_2 \approx l_{2H}$, $d_1 \approx d_{1H}$, $d_2 \approx d_{2H}$ можно получить только в результате анализа большого числа вариантов, т.е. в режиме компьютерной оптимизации. Ограничения (3.12) и (3.13)

характерны при решении задачи оптимизации с использованием математической модели проектировочного газодинамического расчёта турбины в «жидких» меридианных обводах проточной части.

Для оптимального проектирования проточной части осевой тепловой турбины представляется целесообразным использовать методы прямого поиска, т.е. методы, не использующие производных целевой функции. Так, например, в монографии [9] для оптимизации проточной части осевой тепловой турбины используется метод динамического программирования, основанный на переборе вариантов. В то же время для решения такой же задачи в монографии [92] используется сложный алгоритм случайного поиска, в котором предусмотрено 14 способов получения очередной точки в n -мерном пространстве для вычисления функции цели.

Для практического решения задач оптимизации проточных частей турбин разработана процедура «поиск» [50]. Процедура «поиск» реализует основную идею релаксационного метода (метода покоординатного подъёма, метода Гаусса-Зейделя) – раздельную оптимизацию по каждой из переменных при фиксированных значениях остальных переменных. В отличие от классического подхода, при оптимизации по каждой из переменных используется не градиентный метод, а метод прямого поиска.

Суть работы процедуры «поиск» поясняет рис.3.2. После ввода исходных данных одной из варьируемых величин x_i присваивается ряд значений через одинаковый шаг. За счет выбора диапазона изменения независимой переменной x_i можно переходить от задач дальнего поиска к задачам ближнего поиска. Для каждого из значений x_i выполняется процедура «Отсек», т.е. проектировочный газодинамический расчет проточной части осевой тепловой турбины, и определяется функция цели $\eta_{\text{тп}}$. Затем находится значение переменной $x_{i\text{opt}}$, доставляющее максимум функции $\eta_{\text{тп}}$. После этого по аналогичной схеме ищется оптимальное значение следующей независимой переменной, но уже с новым зафиксированным значением переменной $x_{i\text{opt}}$. Поиск максимума функции $\eta_{\text{тп}}$ с приемлемой точностью требует, как правило, нескольких глобальных циклов раздельной оптимизации по каждой из независимых переменных x_i .

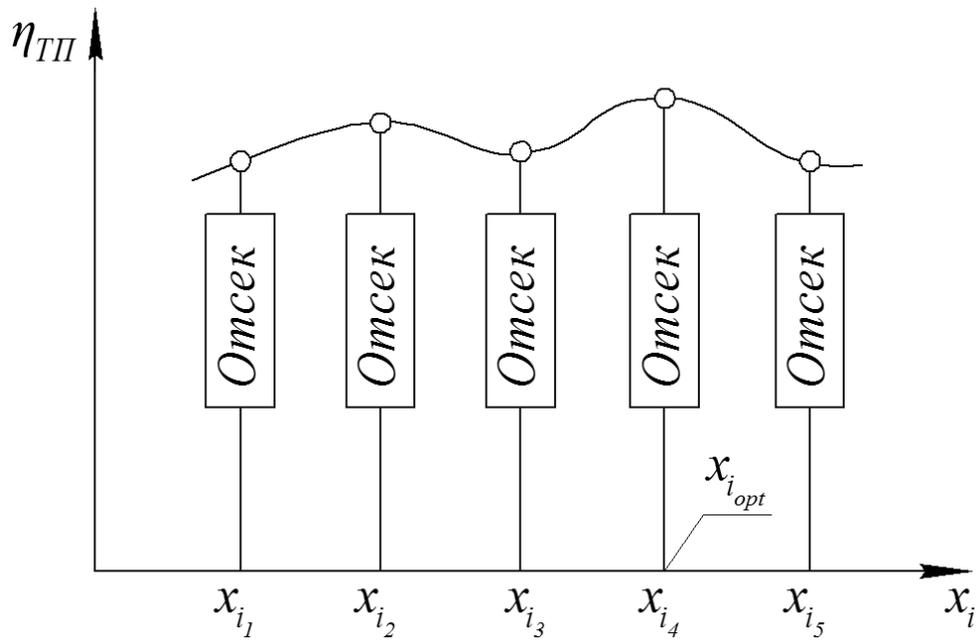


Рис. 3.2. Элемент процедуры «поиск».

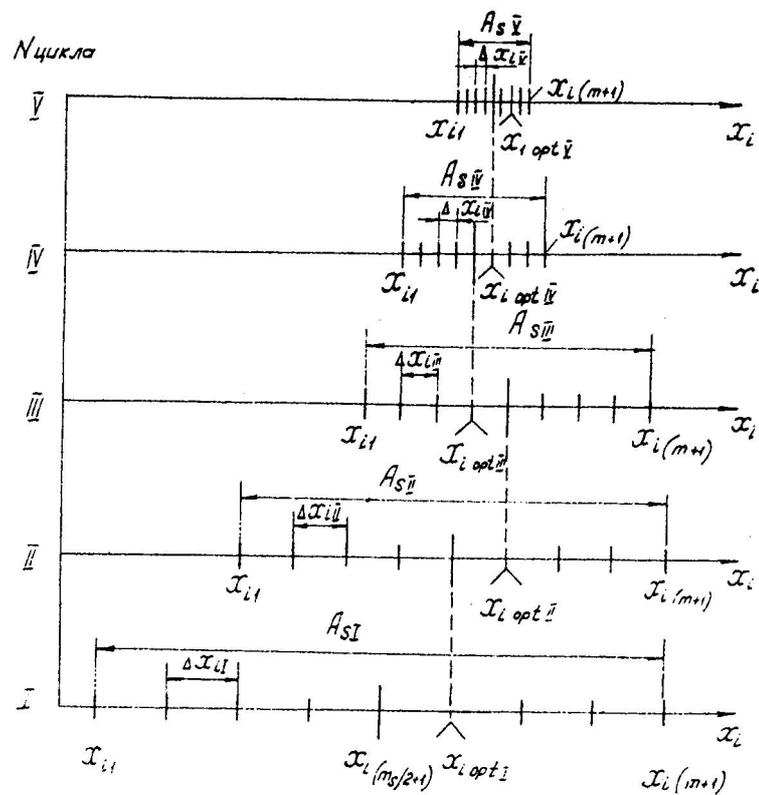


Рис. 3.3. Диапазоны варьирования независимой переменной x_i .

Такой подход к оптимизации проточной части турбины обеспечивает нахождение максимума функции η_{III} для заданных в одномерной сетке значений каждой из переменных, в том числе и на границах области их изменений.

При одинаковом числе шагов m_s для каждой из независимых переменных во всех циклах раздельной оптимизации целесообразно в первом глобальном цикле поиска назначать наибольший диапазон изменения каждой из независимых переменных x_i , сужая его в следующих циклах (рис. 3.3). Этот диапазон A_{si} на цикле I образуется отрезками $A_{si}/2$ справа и слева от заданного значения $x_{i(m_s/2+1)}$ переменной на оси координат, а в последующих циклах – от найденных в предыдущих циклах оптимальных значений $x_{i,opt}$ этой переменной, благодаря чему и происходит «улучшение» переменной x_i . Таким образом, поиск по каждой из переменных ведется на отрезке соответствующей оси координат, который при переходе от цикла к циклу уменьшается в размерах и перемещается по этой оси. Благодаря такому подходу реализуется также идея переменного шага Δx_i , размер которого уменьшается с приближением к максимуму функции цели.

Работоспособность процедуры «поиск» в овражной ситуации проверялась с помощью известного теста - функции Розенброка [94]:

$$F(x) = 100(x_2 - x_1^2)^2 + (1 - x_1)^2.$$

Функция $F(x)$ описывает глубокий извилистый овраг со слабо наклонённым дном. Старт задачи производится из точки с координатами $x_1 = -1,2$, $x_2 = 1$. Минимум $F(x) = 0$ соответствует точке с координатами $x_1 = x_2 = 1$. Результаты оптимизации функции Розенброка с помощью процедуры «поиск» показали, что в задаче ближнего поиска при малом шаге ($\Delta x = 0,005$) варьирования переменных x_1 и x_2 за 2399 шагов обнаруживается минимум $F(x) = 0,024$. Таким образом, при движении к минимуму по дну оврага рекомендуемая процедура «поиск» работоспособна и сопоставима по эффективности с классическими методами Гаусса-Зейделя, наискорейшего спуска и случайного поиска [92]. Если же в процедуре «поиск» применить переменный шаг (от $\Delta x = 0,5$ на первом до $\Delta x = 0,01$ на последнем шаге), то минимум $F(x) = 0,0049$ достигается всего за 115 шагов. Следовательно, процедура «поиск» нелинейной компьютерной оптимизации пригодна и для задач дальнего поиска, не уступая по эффективности многим современным методам.

Разработанный алгоритм оптимизации проточной части осевой тепловой турбины предназначен для решения задач большой размерности. Известно, что для решения таких задач методы ускоренной сходимости могут не дать желаемого результата, с точки зрения сокращения общего машинного времени при решении задачи на ЭВМ. Этот парадокс объясняется тем, что, несмотря на уменьшение количества анализируемых вариантов, в методах ускоренной сходимости каждый вариант требует в счёте большего числа итераций, так что общее количество компьютерных операций в этих методах может оказаться соизмеримым.

Так как в процедуре «поиск» метод прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности используется не в чистом виде, а в сочетании с релаксационным методом, то нахождение максимума-максиморума функции цели, строго говоря, не гарантируется, как, впрочем, и для большинства других методов решения задач оптимизации большой размерности. Однако практика оптимизации на ЭВМ проточных частей турбин показала, что при переходе от цикла к циклу приращение функции цели $\eta_{ТП}$ всегда положительно. Практически одинаковые значения целевой функции $\eta_{ТП}$ после завершения оптимизации из разных стартовых позиций позволяет предположить, что в процессе поиска найдено значение $\eta_{ТП}$, близкое к максимуму-максиморуму.

3.3. Паровые турбины

3.3.1. Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учетом изменения параметров тепловой схемы

В последнее время при проектировании энергетического оборудования стали большое внимание уделять оптимизационным расчетам. Можно встретить публикации как на тему оптимизации тепловых схем энергоустановок, так и отдельных агрегатов: паровых турбин, парогенераторов, теплообменников и пр. [9, 10, 11, 72, 73]. Оптимизация отдельно взятого элемента общей системы наиболее эффективна только при корректном описании взаимосвязей его работы с другими элементами. Так, выбирая оптимальные параметры тепловой схемы, обычно при учете обратных связей между ее составными элементами таковые описывают приближенно. Это приводит к тому, что, к примеру, учет изменения параметров потока в паровой турбине на переменных режимах только с помощью уравнения Стодоль-Флюгеля

не отражает реальную картину течения и уровень потерь кинетической энергии в проточной части. В свою очередь, оптимизационные расчеты турбин не учитывают теплового баланса схемы в целом, что может привести к рассогласованиям по расходам пара в нерегулируемых отборах, и тепловую схему нужно будет снова оптимизировать. Этого можно избежать, если определить взаимозависимости и обратные связи всех элементов тепловой схемы на этапах компоновки и учесть это в оптимизационных расчетах каждого из них. Кроме того, станет возможным подвести расчеты различных элементов под общую целевую функцию. Попытка «вписать» оптимизационный проектировочный газодинамический расчет паровой турбины в тепловую схему электростанции представлена ниже [57].

Номинальный режим

Основу математической модели турбины составляет одномерный проектировочный газодинамический расчет проточной части в «твёрдых» меридианных обводах, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов. Расчеты выполняются в контрольных сечениях проточной части, расположенных в межвенцовых зазорах.

Для учета потерь кинетической энергии использованы полу- и эмпирические зависимости, полученные в основном по результатам экспериментальных исследований модельных и натуральных турбин, а не плоских решеток профилей (см. главу 2). Свойства водяного пара учитывались путем аппроксимации диаграммы состояния по методике ВТИ [74].

В основе математической модели расчета системы регенеративного подогрева питательной воды (РППВ) лежат уравнения теплового и материального балансов. Принимается, что расход нагреваемой среды на входе в теплообменник равен расходу на выходе из него, расходы нагревающей среды на входе и на выходе также равны. Количество теплоты, приобретенное нагреваемой средой, равно разности теплосодержания нагревающей среды на входе и на выходе из теплообменника за минусом количества рассеянной в окружающую среду теплоты. Полагается, что в объеме подогревателя поддерживается постоянное давление, а процесс теплообмена заканчивается полной конденсацией греющего пара с отдачей теплоты конденсации нагреваемому потоку. Недогрев потока нагреваемой воды в подогревателе

считается заданным (например, по результатам тепловых испытаний). Свойства воды определялись путем аппроксимации системой уравнений таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара.

Перед расчетом обычно известны значения энтальпии подогреваемой воды в трех точках системы – за конденсатором, деаэратором и последним подогревателем высокого давления. На основании этого и в зависимости от состава тепловой схемы производится разбивка перепадов энтальпий по подогревателям. Исходя из значений энтальпий пара в подогревателях и потерь давлений в патрубках отбора пара, определяются ступени, за которыми производятся отборы на регенерацию.

Расходы греющего пара в отборах турбины вычисляются из совместного решения уравнений теплового и материального балансов. Поскольку при предварительном расчете турбины неизвестны точные значения расходов в отборы, то за тепловым расчетом системы РППВ следует новый газодинамический расчет проточной части с уточненными значениями расходов пара в отборы. Если изменения значений расходов пара в отборах не превышают заданной погрешности, то расчет тепловой схемы считается завершенным, иначе – за расчетом турбины опять следует расчет системы РППВ и так вплоть до достижения необходимой точности получаемых результатов.

Комплекс математических моделей был реализован в среде программирования Турбо-Паскаль персонального компьютера. Можно описать практическую любую конфигурацию существующих турбоустановок, в том числе учесть многоцилиндровость, петлевые и двухпоточные цилиндры, промежуточный перегрев, различный тип парораспределение и прочее. Если производить оптимизационный расчет турбины с учетом влияния схемы РППВ, то дополнительно описываются следующие компоненты тепловой схемы:

- Конденсатные и питательные насосы. Учитывается повышение энтальпии и давления жидкости в насосах.
- Турбопривод питательных насосов. Учитывается отбор пара из турбины на турбопривод и возврат отработанного пара из турбопривода в указанное место тепловой схемы (конденсатор, нижние отборы и т.п.).
- Поверхностные и смешивающие подогреватели. Вычисляются площади теплообмена через уравнения теплопередачи (недогрев считается заданным). Учитываются также охладители пара и конденсата.

- Смесители.
- Деаэратор. Возможны схемы как с деаэратором постоянного давления (при падении нагрузки отбор переключается на более высокое давление), так и с деаэратором, работающем на скользящем давлении, либо вообще без деаэратора (бездеаэраторная схема).
- Эжектор.
- Парогенератор. Задаются температура и давление рабочей среды как перед парогенератором, так и за ним. Гидравлическое сопротивление тракта парогенератора, температура уходящих газов также считаются заданными (данные производителя, рекомендации). Вычисляются КПД парогенератора и расход топлива.
- Паропроводы и их элементы. Потери полного давления пара в стопорном клапане, регулирующих клапанах, тракте промперегрева и в камерах отбора принимаются заданными.

Алгоритм нелинейной оптимизации представляет собой комбинацию релаксационного метода (метода Гаусса-Зейделя) и метода прямого поиска, показавшую высокую надежность при решении сложных многомерных задач с большим числом нелинейных ограничений в виде равенств и неравенств (п. 3.2). Используя метод штрафных функций, можно ограничить напряжения растяжения и изгиба в корневых сечениях лопаток, а также привязать некоторые параметры к определенным значениям (например, в приведенных ниже вариантах расчёта степень реактивности в регулирующих ступенях изменялась лишь в диапазоне $\rho_{TC} = 0,04...0,05$.

Варьируемыми независимыми переменными при оптимизации приняты давления p_1 и p_2 в потоке пара в межвенцовых зазорах проточной части с «твёрдыми» меридианными обводами. Поскольку регенеративные подогреватели подключены к камерам нерегулируемых отборов, то давление в них меняется при изменении давления пара за ступенями турбины. Этим фактором, а также изменением расхода греющего пара, проходящего через подогреватели, определяются изменения условий работы системы РППВ и турбины и их влияние на характеристики турбоустановки в целом. Чтобы корректно учесть взаимовлияние турбины и тепловой схемы, в качестве целевой функции выбран абсолютный КПД η_{abs} турбоустановки:

$$\eta_{абс} = \frac{\eta_m \eta_{эс} \sum_{i=1}^n (k_i m_i G_{2i} H_i)}{G_0 (h_0^* - h_{нс}) + G_{nn} (h_{nn}^* - h_2)}, \quad (3.14)$$

где:

η_m – механический КПД турбины;

$\eta_{эс}$ – КПД электрогенератора;

n – число ступеней;

k – число цилиндров, в которых установлена i – ступень;

m – число потоков в цилиндре, в котором установлена i – ступень;

G_{2i} – расход пара через рабочее колесо i – ступени;

H – внутренний перепад энтальпий на i – ступень;

G_0 – расход пара на входе в турбину;

h_0^* – энтальпия пара на входе в турбину по заторможенным параметрам;

$h_{нс}$ – энтальпия питательной воды перед парогенератором;

G_{nn} – расход пара после промперегрева;

h_{nn}^* – энтальпия пара по заторможенным параметрам после промперегрева (на входе в ЦСД);

h_2 – энтальпия пара перед промперегревом (за ЦВД).

Поскольку основная цель – оптимизация проточной части именно турбины, то понятно стремление уменьшить влияние изменений параметров потока в турбине на характеристики тепловой схемы. Для этого не подвергались варьированию давления, прямо влияющие на изменение параметров нагреваемой в пароперегревателе среды. То есть, это давления в первом и втором по ходу пара отборах, определяющие температуру питательной воды на входе в парогенератор и давление перед промперегревом (если он есть). Таким образом, в процессе оптимизации изменение количества теплоты, переданного рабочему телу в парогенераторе, сводилось к минимуму. Кроме того, давления за последними ступенями ЦСД и ЦНД турбины приняты неизменными.

Ниже рассмотрены варианты оптимального проектирования проточной части паровой турбины типа К-800-240 [96] на номинальном режиме с учетом изменения параметров в системе РППВ (рис.3.5) и без их учета. Проточная часть состоит из 25 ступеней. В ЦВД петлевого типа размещено 11 ступеней, в двухпоточном ЦСД – по 9 ступеней в потоке, в трех двухпоточных ЦНД – по 5 ступеней в потоке. Промежуточный

перегрев пара осуществляется за 11 ступенью ЦВД, перед ЦСД. Турбина имеет восемь отборов пара на регенерацию: три отбора высокого давления, 7-ми атмосферный деаэратор и четыре отбора низкого давления. В качестве исходного **варианта 1** принят проектировочный газодинамический расчет турбины с параметрами проточной части и потока пара, совпадающими с примером в [96].

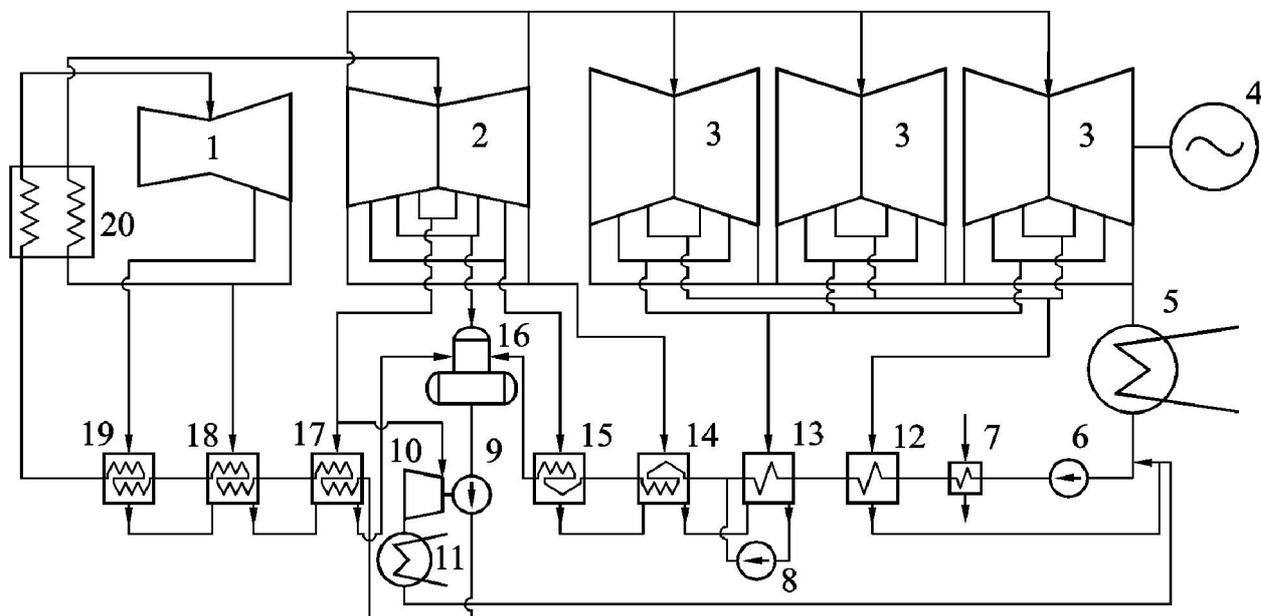


Рис. 3.5. Принципиальная тепловая схема установки типа К-800-240.

1 - ЦВД, 2 - ЦСД, 3 - ЦНД, 4 - электрический генератор, 5 - конденсатор, 6 - конденсатный насос, 7 - сальниковый подогреватель, 8 - перекачивающий насос, 9 - питательный насос, 10 - турбопривод питательного насоса, 11 - конденсатор турбопривода, 12, 13, 14, 15, 17, 18, 19 - подогреватели питательной воды, 16 - деаэратор, 20 - парогенератор.

В **варианте 2** проводилась оптимизация проточной части только турбины, с постоянными относительными расходами пара в ступенях, без учета изменения расходов пара на регенерацию. Поиск осуществлялся в 47-мерном пространстве независимых переменных. Проанализировано 3668 вариантов проточных частей. Внутренний КПД всей турбины увеличился на 0,71 %.

В варианте 3 проводилась оптимизация проточной части турбины с учетом изменения расходов пара в отборах на регенерацию. Поиск осуществлялся в 47-мерном пространстве независимых переменных. Проанализировано 4514 вариантов проточных частей и тепловых схем. Абсолютный КПД турбоустановки увеличился на 0,34 %, а внутренний КПД турбины увеличился на 0,81 % по сравнению с вариантом 1.

На рис. 3.6 приведены кривые изменения располагаемых изэнтропийных перепадов энтальпий на ступени по проточной части. Графики вариантов 2 и 3 имеют схожий характер, хотя и проявляются некоторые отличия в распределении перепадов энтальпий по ступеням, особенно в частях среднего и низкого давлений, достигающие 25 % в отдельных ступенях по сравнению с вариантом 1.

Различия в распределении степеней реактивности по ступеням видны на рис.3.7. Можно заметить повышение среднего уровня степени реактивности по проточной части в вариантах 2 и 3 по сравнению с вариантом 1, что делает турбину более реактивной и уменьшает профильные и вторичные потери. Кроме того, этот фактор может благоприятно сказаться на уменьшении потерь кинетической энергии на нерасчетных режимах, когда на входе потока пара в лопаточные венцы появятся углы атаки (см. п.2.7).

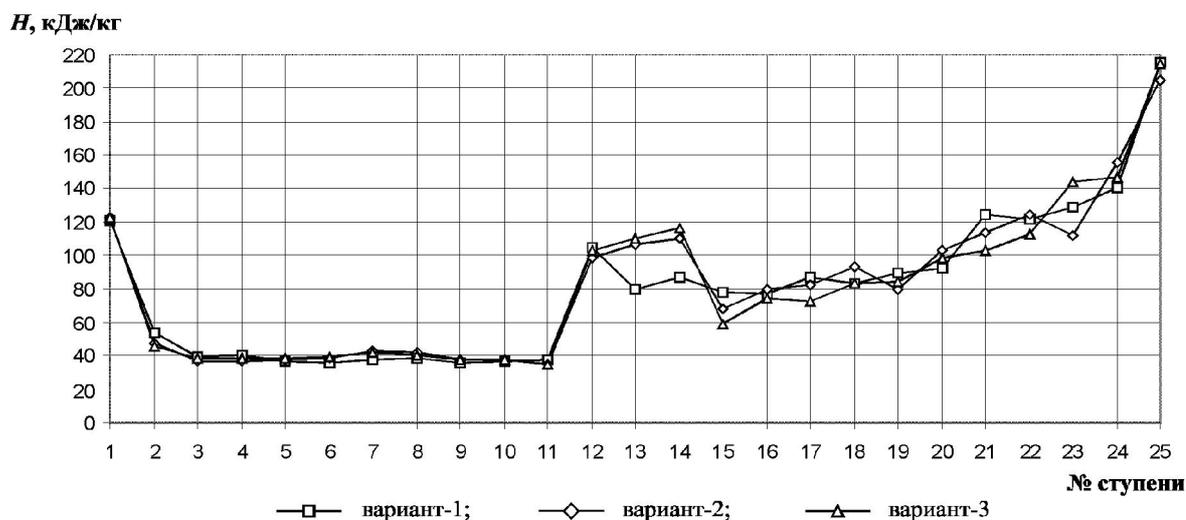


Рис. 3.6. Распределение располагаемого перепада энтальпий H_0 по ступеням для вариантов 1, 2 и 3.

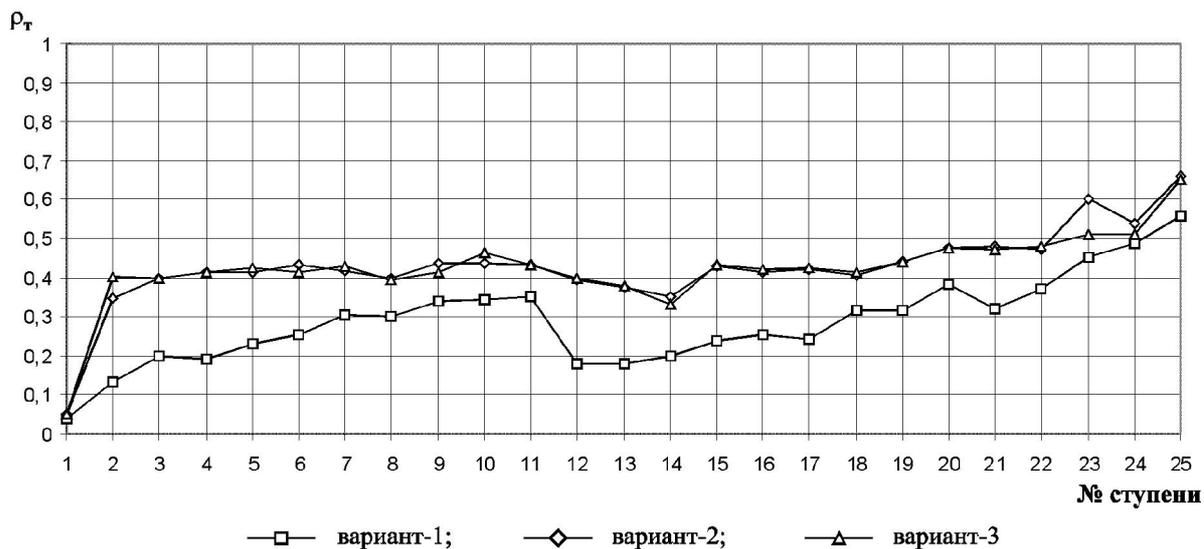


Рис. 3.7. Распределение термодинамической степени реактивности ρ_T по ступеням для вариантов 1, 2 и 3.

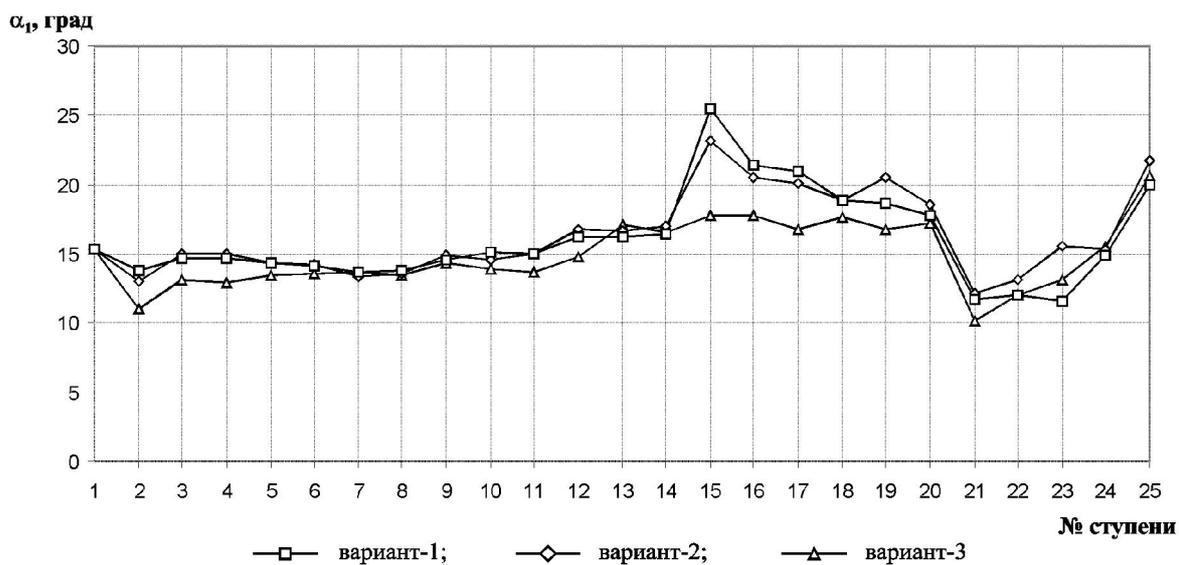


Рис. 3.8. Распределение углов α_1 по ступеням для вариантов 1, 2 и 3.

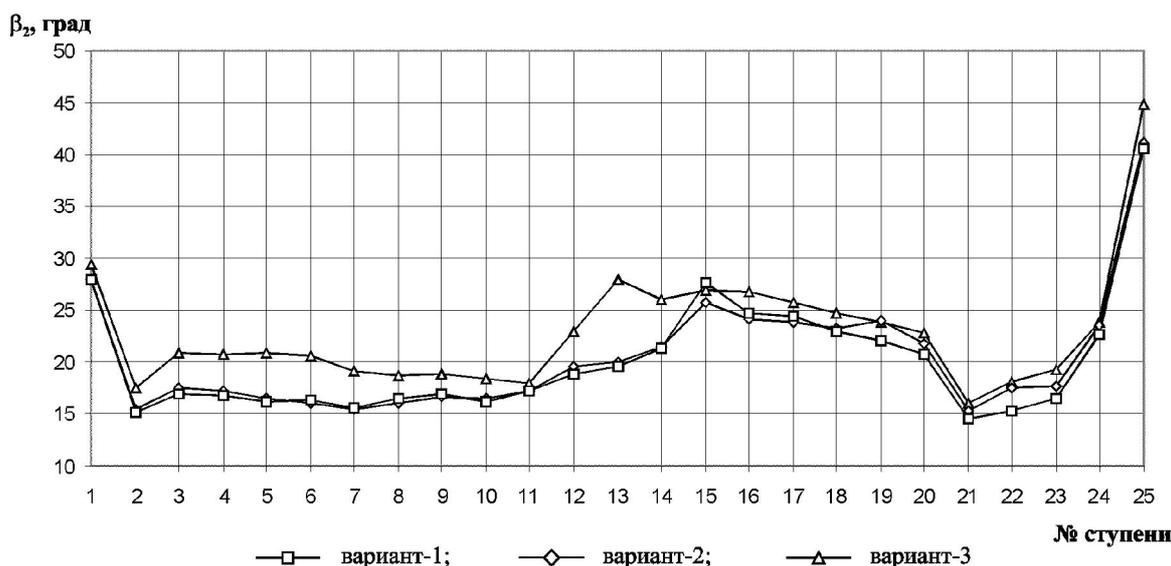


Рис. 3.9. Распределение углов потока β_2 по ступеням для вариантов 1, 2 и 3.

На рис. 3.8 и 3.9 можно проследить изменения углов потока по ступеням в различных вариантах расчета. Из графиков видно, что углы потока в оптимизационном расчете проточной части с учетом изменения расходов по отборам отличаются от таковых в расчете с постоянными относительными расходами в ступенях. Из этого следует, что в результате оптимизационных расчетов турбин без учета изменения параметров тепловой схемы в целом, обтекание лопаточных венцов будет происходить с углами атаки (в некоторых случаях довольно значительными), что не только снизит КПД турбоустановки, но и может привести в ЦНД к эрозионному износу лопаточного аппарата.

Учет переменных режимов

Потребление электроэнергии характеризуется, прежде всего, суточной и недельной неравномерностью. Покрытие такого графика нагрузки обеспечивается переменным режимом работы энергоблока. При этом паротурбинная установка работает на нерасчетных режимах, что вызывает увеличение удельного расхода топлива и повышенный износ элементов оборудования. В связи с этим еще на стадии проектирования должна учитываться возможность изменения режима работы турбины. Поэтому рассмотрим теперь многорежимную оптимизацию турбоустановки в целом, для чего дополним рассмотренную ранее математическую модель расчетом на частичных нагрузках как турбины, так и основных компонентов всей установки [58].

Особенности математической модели проектировочного газодинамического расчета турбины и теплового расчета связанной с ней тепловой схемы на номинальном режиме рассмотрены выше. В газодинамическом расчете переменных режимов в качестве основы используется одномерный проверочный расчет турбины, базирующийся на результатах, полученных на номинальном режиме. Расчет ведется от последней ступени к первой. Коэффициенты потерь вычисляются с учетом влияния чисел M , Re и углов входа. Характеристики турбины могут быть определены вплоть до режимов контргаза и торможения и вполне удовлетворительно соответствуют экспериментальным (см. п.2.8).

В случае соплового парораспределения отдельно определяются расходы пара через каждую сопловую коробку и регулирующая ступень (РС) рассчитывается с учетом проходящих через нее потоков пара с различными параметрами и с дальнейшим смещением их за ступенью [96]. Счет ведется от последней ступени турбины (цилиндра) до камеры за РС, где получаем параметры смешанного потока перед группой ступеней давления. Используя сетку расходов А.В.Щегляева, из отношения давлений за РС и перед ней определяем расходы потоков пара через частично прикрытые клапаны и, если они есть, через полностью открытые. Имея расходы, давление пара и энтальпии потоков в камере РС, ведем счет из камеры к регулирующим клапанам и выходим на начальные параметры перед турбиной. Если потоков два (один поток пара – через полностью открытые клапаны, другой – через частично открытые), то и расчетов нужно делать два – с различными параметрами за ступенью (разные энтальпии при одном конечном давлении), расходами и проходными сечениями. При расхождении полученных и заданных начальных параметров более допустимой погрешности, корректируем энтальпию за турбиной (цилиндром) и повторяем вышеописанные действия необходимое количество раз.

Тепловой расчет системы РППВ на сниженных режимах работы энергоблока основывается на данных расчета на номинальном режиме. Из номинального режима и заданной компоновки известны конструкции и поверхности теплообмена подогревателей, для которых при сниженной нагрузке определяются тепловые потери, коэффициенты теплопередачи и недогревы. Далее, как и при номинальном режиме, из решения уравнений теплового и материального балансов определяются расходы пара в

отборах проточной части, и итерациями добивается необходимая точность результатов.

Характеристики парогенератора на переменных режимах определяются с помощью безразмерной усредненной характеристики потерь котла [75], составленной по результатам испытаний ряда котлоагрегатов и скорректированной под конкретный вариант.

Механические потери в турбине принимаются постоянными при изменении нагрузки от полной до нулевой. Эти потери состояются из потерь в упорных и опорных подшипниках, на привод масляных насосов и системы регулирования турбины.

Характер зависимости потерь в генераторе от нагрузки определяется по результатам испытаний и с достаточной точностью может быть принят единым для большинства генераторов конденсационных установок [75]. Коэффициент полезного действия генератора имеет наибольшее значение при максимальной нагрузке и уменьшается с падением нагрузки вначале относительно медленно, а при малой нагрузке – быстро.

В качестве целевой функции при оптимизации [58] принят усредненный по всем режимам абсолютный КПД $\eta_{абс}$ установки

$$\eta_{абс} = \frac{\sum_{q=0}^t (\eta\tau)_q}{\sum_{q=0}^t \tau_q}, \quad (3.15)$$

где t – число переменных режимов; η – абсолютный КПД турбоустановки на режиме; τ – время работы турбины на режиме.

Варьируемыми переменными приняты давления p_1 и p_2 в потоке пара в межвенцовых зазорах проточной части с «твёрдыми» меридианными обводами. В качестве алгоритма нелинейной оптимизации также используется комбинация метода Гаусса-Зейделя и метода прямого поиска с уменьшающимся при переходе от цикла к циклу шагом варьирования переменных. Диапазон варьирования независимых переменных на первых глобальных циклах оптимизации имеет наибольшее значение, постепенно уменьшаясь к последнему циклу в 4 (для приведенного примера) раза. Выход из процесса компьютерной оптимизации происходит при уменьшении градиента целевой функции до заданной малой величины.

Далее рассмотрены примеры оптимизационных расчетов конденсационной турбоустановки типа К-800-240 на номинальном и трех

режимах дросселирования с относительными расходами пара $\bar{G}_q = \frac{G_q}{G_0} = 1; 0,75; 0,5$ и $0,31$ при значениях относительного времени работы на них $\bar{\tau}_q = \frac{\tau_q}{\sum_{q=0}^t \tau_q} = 0,41; 0,25; 0,17; 0,17$ соответственно.

Выполнялось два варианта расчетов. За исходный **вариант 1** принят проектировочный газодинамический расчет турбины с параметрами проточной части и потока пара, совпадающими с примером в [96], и тремя переменными режимами без оптимизации. При расчете переменных режимов использовалось сопловое парораспределение, и давление за последней ступенью турбины принималось неизменным. В рассматриваемом примере уменьшение расхода пара на турбину обеспечивается последовательным закрытием четвертого, затем третьего, а затем прикрытием первых двух регулирующих клапанов одновременно. Поскольку изменение степени парциальности при снижении расхода пара на турбину происходит в момент полного закрытия регулирующего клапана какой-либо сопловой коробки, то степень парциальности РС в процессе счета принимает три различных значения.

В **варианте 2** выполнялась многорежимная оптимизация проточной части с учетом изменения расходов пара в отборах на регенерацию. Поиск осуществлялся в 47-мерном пространстве независимых переменных. Проанализировано 3782 вариантов проточных частей и тепловых схем. По сравнению с вариантом 1 абсолютный КПД турбоустановки увеличился на 0,43 %, а внутренний КПД турбины увеличился на 1,18 %.

Затраты машинного времени при расчете варианта 2 составили около 10 часов на персональном компьютере с тактовой частотой процессора 1500 МГц.

Для оптимизированной проточной части характерно общее повышение уровня степени реактивности ρ_T (рис.3.10), что улучшает обтекание лопаточного аппарата на режимах малых расходов пара и уменьшает уровень необратимых внутренних потерь кинетической энергии. Факт увеличения уровня реактивности турбины в сочетании с оптимальным распределением перепадов энтальпий по ступеням способствует большему приросту в результате многорежимной оптимизации как внутреннего КПД турбины, так и абсолютного КПД всей

ПТУ на сниженных нагрузках по сравнению с номинальным режимом (рис.3.11).

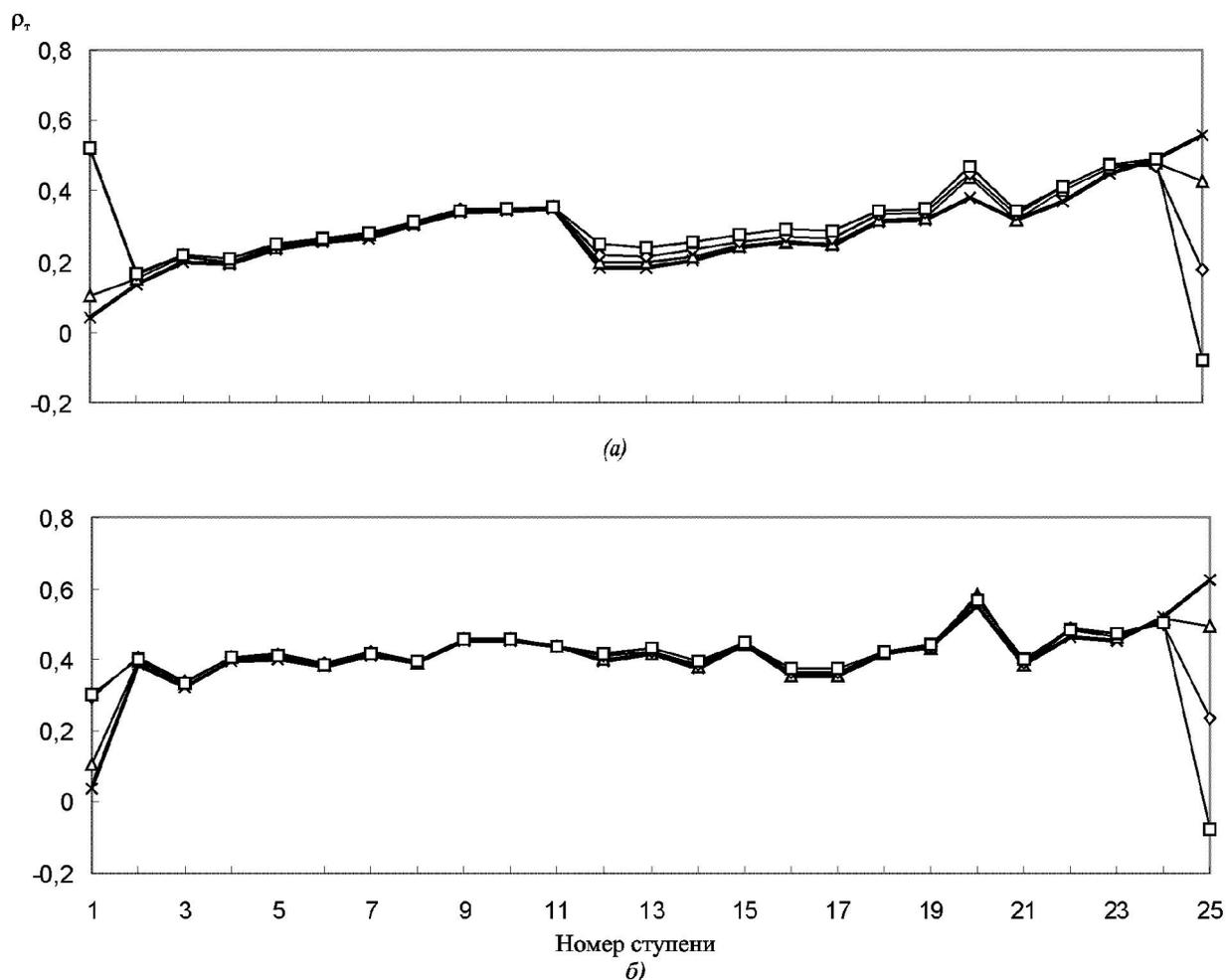


Рис. 3.10. Распределение термодинамической степени реактивности ρ_T по ступеням для четырех режимов в двух вариантах 1 (а) и 2 (в). Режимы: \times - 0, Δ - 1, \diamond - 2, \square - 3

Результаты многорежимной оптимизации проточной части паровой турбины с учетом изменения параметров тепловой схемы целесообразно использовать в качестве исходных данных для последующей многорежимной оптимизации отсеков проточной части паровой турбины в двухмерной постановке задачи, а также системы регенеративного подогрева питательной воды, деаэратора, конденсатора и других элементов стационарного оборудования.

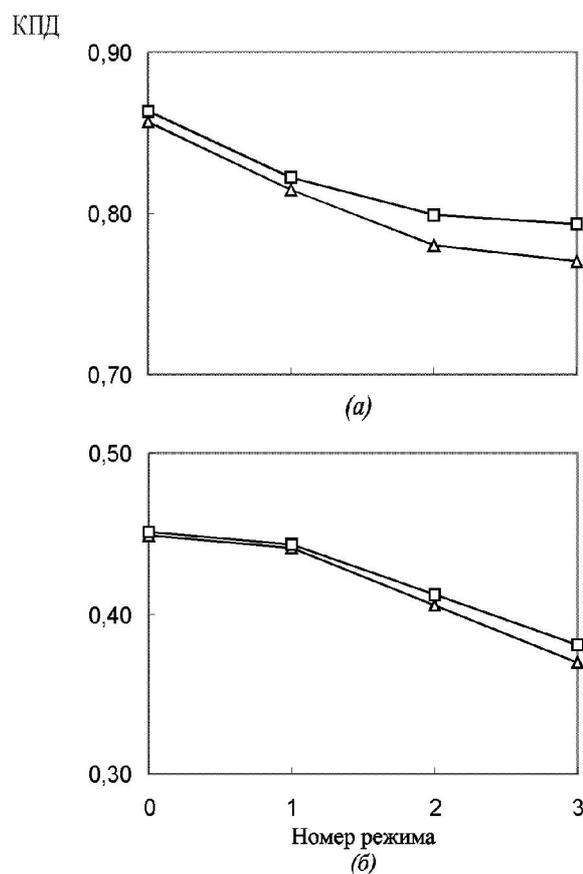


Рис. 3.11. Изменение внутреннего КПД турбины (а) и абсолютного КПД турбоустановки (б) при сбросе нагрузки для вариантов 1 и 2. Варианты: Δ - 1, \square - 2

3.3.2. Оптимальное проектирование проточной части цилиндра высокого давления при модернизации паровой турбины Т-100-130

Модернизация проточной части ЦВД паровой турбины Т-100-130 выполнялась с использованием как оптимизационных проектировочных, так и проверочных газодинамических расчётов [14].

Для практического решения весьма сложной научно-технической проблемы компьютерной оптимизации проточной части ЦВД турбины Т-100-130 ТМЗ автором разработан программный комплекс **РТ_2.ОРТ** для персональных компьютеров.

Основу математической модели этого комплекса составляет **проектировочный газодинамический расчет** проточной части паровой турбины в двумерной постановке задачи (п.1.2.3), в «твёрдых» меридианных обводах проточной части, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов. Расчетные сечения располагаются в

межвенцовых зазорах проточной части. Проектировочные расчеты выполняются для до- и сверхзвуковых скоростей с учетом их радиальных составляющих.

Для учета потерь кинетической энергии применены полу- и эмпирические зависимости, полученные в основном по результатам экспериментальных исследований модельных и натурных турбин, а не плоских решеток профилей (см. главу 2). Такой подход позволяет корректно учесть эффекты, связанные с управлением градиентом степени реактивности за счет применения тангенциального наклона, обратной закрутки и саблевидности направляющих лопаток, и вскрыть тем самым дополнительные резервы повышения экономичности турбин. Влияние парциального подвода пара на потери кинетической энергии в турбинной ступени учтено в соответствии с рекомендациями МЭИ [96]. Свойства водяного пара учитываются путем аппроксимации диаграммы состояния по методике ВТИ.

В качестве алгоритма нелинейной оптимизации применена рассмотренная выше комбинация метода Гаусса-Зейделя и метода прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности в сочетании с уменьшающимся от цикла к циклу шагом варьирования независимых переменных (п. 3.2). Этот универсальный алгоритм показал высокую надежность при решении сложных многомерных задач компьютерной оптимизации паровых турбин с большим числом нелинейных ограничений в виде равенств и неравенств.

Проверочный газодинамический расчет проточной части ЦВД в двухмерной постановке задачи необходим для определения характеристик паровой турбины как на номинальном, так и на переменных режимах, и также представляет собой сложную вычислительную задачу. Дозвуковое течение перегретого или влажного пара с радиальными скоростями, неизбежные протечки рабочего тела, углы атаки при входе потока в лопаточные венцы и парциальный подвод пара затрудняют построение устойчивого вычислительного алгоритма, обеспечивающего сходимость процесса последовательных приближений. Основные проблемы возникают при подборе методом итераций такого расхода G пара во всех расчетных сечениях $z = const$, чтобы обеспечить при заданных давлении, температуре и влажности торможения пара на входе в отсек заданное противодавление за отсеком.

Для практического решения этой сложной научно-технической проблемы проверочного газодинамического расчета ЦВД турбины Т-100-130 ТМЗ автором был разработан программный комплекс **PT_1.PRO** для персональных компьютеров.

Проверочный газодинамический расчет (см. п.1.3) ЦВД паровых турбин с сопловым парораспределением строится как комбинация расчета регулирующей ступени и последующих ступеней давления. Расчет дозвукового потока ведется в сетке, образованной радиусами поверхностей тока и сечениями $z = const$, которые располагаются в межвенцовых зазорах перед и за каждым лопаточным венцом, с привлечением данных по эффективным углам и проходным площадям их сечений в горлах венцов. Как уже отмечалось, для учета потерь кинетической энергии используются полу- и эмпирические зависимости, полученные в основном по результатам экспериментальных исследований модельных и натуральных турбин, а не плоских решеток профилей. Такой подход позволяет учесть эффекты, связанные с тангенциальным наклоном, обратной закруткой и саблевидностью направляющих лопаток, и получить более достоверные результаты. Все виды потерь вычисляются методом итераций. Влияние парциального подвода пара на потери кинетической энергии в турбинной ступени учтено в соответствии с рекомендациями МЭИ. Свойства водяного пара оцениваются по методике ВТИ.

Сначала выполняется «с хвоста» одномерный проверочный газодинамический расчет проточной части ЦВД. Полученные значения давлений P_{1c} и P_{2c} в потоке пара на средних диаметрах и коэффициентов потерь ζ_1 и ζ_2 лопаточных венцов используются в двухмерном расчете в качестве первого приближения.

Затем выполняется «с головы» проверочный газодинамический расчет проточной части ЦВД в двухмерной постановке задачи. По полученному в результате решения уравнения (1.66) распределению давлений в потоке с помощью уравнений энергии, неразрывности, состояния и процесса вычисляется расход пара в каждом расчетном сечении $z = const$. Пропуск заданного предварительно, из одномерного расчета, расхода достигается подбором необходимого давления p_c в уравнении (1.66) методом итераций. После расчета потока во всех сечениях давление p_{2c} за последней ступенью сравнивается с заданным. При наличии расхождения, превышающего заданную точность определения давления p_{2c} за последней ступенью, корректируется расход

пара на входе в отсек и повторяется газодинамический расчет ЦВД во всех сечениях $z = const$ по ходу рабочего тела.

Модернизация ЦВД паровой турбины Т-100-130 ТМЗ проводилась для трех вариантов с различным уровнем унификации с исходным ЦВД:

1. ЦВД активного типа;
2. ЦВД реактивного типа с литым корпусом;
3. ЦВД реактивного типа со сварным корпусом.

ЦВД активного типа

Проточная часть исходного ЦВД активного типа представляет собой комбинацию двухступенчатой регулирующей ступени с парциальным подводом пара и 8-ми ступеней давления. При модернизации ЦВД активного типа было поставлено жесткое условие: неизменность конструкции сопловых аппаратов всех ступеней, разработанных для исходного отсека. Таким образом, модернизация сводится лишь к замене рабочих лопаток. По этой причине для повышения экономичности ЦВД исключалась возможность применения таких современных прогрессивных конструктивных мероприятий, как тангенциальный наклон, обратная закрутка и саблевидность сопловых лопаток, а компьютерную оптимизацию пришлось заменить оптимизацией в режиме диалога с персональным компьютером с применением программы проверочного газодинамического расчета отсека паровой турбины.

Во всех вариантах расчета полная температура перед соплами и давление перегретого пара за отсеком поддерживались постоянными. Полное давление перед соплами выбиралось таким, чтобы обеспечить пропуск через отсек заданного расхода пара. Основные показатели исходного варианта ЦВД содержатся в таблице 3.1.

Таблица 3.1

ЦВД	Полное давление перед соплами МПа	Массовый расход перед соплами кг/с	Мощность ЦВД кВт	КПД ЦВД -	КПД регул. ступени -	КПД ступеней давления -	Прирост КПД ЦВД %
Исходн.	11,64	144,47	45199	0,845	0,680	0,896	0
Модерн.	11,43	144,42	45646	0,868	0,739	0,904	2,3

Анализ результатов проверочных расчетов показал, что вторая ступень в составе двухступенчатой регулирующей ступени имеет низкий КПД ($\eta = 0,422$). Причина низкой экономичности этой ступени объясняется тем, что под влиянием отрицательных углов атаки (до $-14,5^{\circ}$) направляющие лопатки этой ступени, выполненные по активному типу с большим углом поворота потока ($\varepsilon=131^{\circ}$), имеют высокий уровень потерь ($\zeta_1 = 0,257$), а рабочие лопатки активного типа обтекаются поэтому с большими отрицательными углами атаки (до $-49,5^{\circ}$) и имеют низкую экономичность ($\zeta_2=0,546$). Под влиянием указанных факторов эта ступень характеризуется высокой степенью реактивности ($\rho_T = 0,392$).

Направляющие лопатки третьей ступени также обтекаются с большими отрицательными углами атаки (до -50°), но это не приводит к значительным потерям кинетической энергии, так как эта решетка выполнена по реактивному типу. На входе в направляющие решетки остальных ступеней давления также присутствуют умеренные (до -23°) отрицательные углы атаки. Рабочие лопатки всех ступеней давления обтекаются в периферийных сечениях с небольшими отрицательными углами атаки (от -7 до -20°). Направляющие решетки всех ступеней, кроме второй, излишне загущены, рабочие решетки имеют близкие к оптимальным относительные шаги.

Таким образом, исходный вариант проточной части ЦВД активного типа турбины Т-100-130 имел определенные резервы повышения экономичности, особенно за счет совершенствования конструкции второй ступени. Эти резервы были реализованы в модернизированном варианте ЦВД, который имеет следующие отличия от исходного варианта:

- на 13° увеличен лопаточный угол $\alpha_{0л}$ сопловых лопаток и на 23° увеличен лопаточный угол $\beta_{1л}$ рабочих лопаток второй ступени двухступенчатой регулирующей ступени;
- входные лопаточные углы $\beta_{1л}$ рабочих лопаток всех ступеней давления подкручены вдоль радиуса для уменьшения углов атаки;
- выходные эффективные углы $\beta_{2эф}$ рабочих лопаток ступеней давления уменьшены на 1° .

Перечисленные мероприятия привели к существенному повышению экономичности модернизированного ЦВД по сравнению с исходным цилиндром (см. табл.3.1). Кроме высокой экономичности, для повышения технологических свойств модернизированного ЦВД использованы

унифицированные рабочие лопатки. Так как корневые диаметры всех ступеней давления ЦВД одинаковы, то уместно для формирования проточной части применить подрезку унифицированных рабочих лопаток по периферии. Такой подход к проектированию и был применен для рабочих лопаток ступеней 3...8, которые получены подрезкой по периферии до необходимого размера рабочих лопаток ступени 9. Рабочая лопатка ступени 10 получена подрезкой по периферии рабочей лопатки ступени 3 ЦСД.

Итак, модернизированный вариант проточной части ЦВД обеспечивает в сравнении с исходным вариантом прирост КПД на 2,3%. Прирост мощности составляет 447 кВт, но при меньшем перепаде энтальпий на ЦВД (см. табл.3.1). Поэтому модернизированный вариант проточной части ЦВД имеет дополнительные резервы увеличения мощности (до 1200 кВт) за счет увеличения полного давления перед соплами регулирующей ступени и массового расхода пара через ЦВД.

ЦВД реактивного типа с литым корпусом

Для этого варианта модернизации ЦВД сохраняются корпус, паровпуск и подшипниковые опоры исходного ЦВД активного типа. Проточная часть ЦВД представляет собой комбинацию одноступенчатой регулирующей ступени с парциальным подводом пара и 15-ти ступеней давления.

Для выполнения проектировочного газодинамического расчета ЦВД реактивного типа с литым корпусом с использованием компьютерной оптимизации привлекался соответствующий программный комплекс. Проточная часть оптимизировалась в двухмерной постановке задачи в «твёрдых» меридианных обводах, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов. В процессе оптимизации определялись такие давления пара p_1 перед и p_2 за лопаточными венцами, которые обеспечивают максимальные внутренний КПД и мощность ЦВД.

По современным воззрениям, эффективным средством уменьшения вторичных потерь в направляющем аппарате турбинной ступени является применение саблевидных сопловых лопаток [100]. Поэтому в корневых сечениях всех 15-ти ступеней давления угол тангенциального наклона выходных кромок сопловых лопаток был принят равным 8^0 , в средних сечениях этот угол равнялся нулю, а в периферийных сечениях был отрицательным и составлял примерно -6^0 . Такие значения углов тангенциального наклона выходных кромок сопловых лопаток, как

показали расчеты, позволили существенно уменьшить вторичные потери в сопловых аппаратах всех ступеней давления.

Основные показатели оптимального варианта проточной части ЦВД реактивного типа с литым корпусом содержатся в таблице 3.2.

Таблица 3.2

КПД ЦВД	КПД ступеней давления	Мощность ЦВД кВт
-	-	
0,886	0,931	47393

Если сравнить показатели оптимального ЦВД реактивного типа с литым корпусом с исходным вариантом ЦВД активного типа (см. табл. 3.1), то можно сделать вывод о том, что в результате компьютерной оптимизации и применения саблевидных сопловых лопаток можно увеличить КПД ЦВД на 4,1% , а мощность - на 2193 кВт.

Оптимальный вариант проточной части ЦВД, представленный в табл.3.2, имеет высокую экономичность, но сложен в производстве, так как каждый лопаточный венец индивидуален. Поэтому на основе оптимального варианта проточной части был разработан также ЦВД, имеющий и высокую экономичность, и отвечающий требованиям упрощения и удешевления производства за счет применения унифицированных лопаточных венцов. Такая задача решалась с помощью проверочного газодинамического расчета, для чего привлекался соответствующий программный комплекс. Проектируются лишь базовые сопловые лопатки ступеней 1, 7, 14 и 16, остальные сопловые лопатки получают подрезкой базовых. Аналогично проектируются лишь базовые рабочие лопатки ступеней 1, 4, 8, 14 и 16, остальные рабочие лопатки получают подрезкой базовых.

Таблица 3.3

КПД ЦВД	КПД ступеней давления	Мощность ЦВД кВт
-	-	
0,878	0,926	46965

Основные показатели такого унифицированного варианта проточной части ЦВД содержатся в таблице 3. Если сравнить показатели унифицированного ЦВД реактивного типа с литым корпусом с исходным вариантом ЦВД активного типа (см. табл. 3.1), то можно сделать вывод о том, что удалось увеличить КПД ЦВД на 3,3% , а мощность - на 1765 кВт.

ЦВД реактивного типа со сварным корпусом

Для этого варианта модернизации ЦВД сохраняются лишь подшипниковые опоры исходного ЦВД активного типа. Проточная часть ЦВД реактивного типа со сварным корпусом представляет собой комбинацию одноступенчатой регулирующей ступени с парциальным подводом пара и 18-ти ступеней давления.

Для выполнения проектировочного газодинамического расчета ЦВД реактивного типа со сварным корпусом с использованием компьютерной оптимизации привлекался соответствующий программный комплекс. Проточная часть оптимизировалась в двухмерной постановке задачи в «твёрдых» меридианных обводах, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов. В процессе оптимизации определялись такие давления p_1 пара перед и p_2 за лопаточными венцами, которые обеспечивают максимальные внутренний КПД и мощность ЦВД.

Как уже отмечалось, эффективным средством уменьшения вторичных потерь в направляющем аппарате турбинной ступени является применение саблевидных сопловых лопаток. Поэтому в корневых сечениях всех 19-ти ступеней давления угол тангенциального наклона выходных кромок сопловых лопаток был принят равным 8° , в средних сечениях этот угол равнялся нулю, а в периферийных сечениях был отрицательным и составлял примерно -6° . Такие значения углов тангенциального наклона выходных кромок сопловых лопаток, как показали расчеты, позволили существенно уменьшить вторичные потери в сопловых аппаратах всех ступеней давления.

Основные показатели оптимального варианта проточной части ЦВД реактивного типа со сварным корпусом содержатся в таблице 3.4.

Таблица 3.4

КПД ЦВД	КПД ступеней давления	Мощность ЦВД кВт
-	-	
0,931	0,941	49800

Если сравнить показатели оптимального ЦВД реактивного типа со сварным корпусом с исходным вариантом ЦВД активного типа (см. табл. 3.1), то можно сделать вывод о том, что в результате компьютерной оптимизации и применения саблевидных сопловых лопаток можно увеличить КПД ЦВД на 8,6% , а мощность - на 4600 кВт.

Оптимальный вариант проточной части ЦВД реактивного типа со сварным корпусом, представленный в табл.3.4, имеет высокую экономичность, но сложен в производстве, так как каждый лопаточный венец индивидуален. Поэтому на основе оптимального варианта проточной части был разработан также ЦВД, имеющий и высокую экономичность, и отвечающий требованиям упрощения и удешевления производства за счет применения унифицированных лопаточных венцов. Такая задача решалась с помощью проверочного газодинамического расчета, для чего привлекался соответствующий программный комплекс. Проектируются лишь базовые сопловые лопатки ступеней 1,10 и 19, остальные сопловые лопатки получают подрезкой по периферии базовых лопаток. Аналогично, проектируются лишь базовые рабочие лопатки ступеней 1 и 19, остальные рабочие лопатки получают подрезкой базовой РЛ ступени 19 по периферии. Основные показатели такого унифицированного ЦВД содержатся в таблице 3.5.

Таблица 3.5

КПД ЦВД	КПД ступеней давления	Мощность ЦВД кВт
-	-	
0,920	0,932	48994

Если сравнить показатели унифицированного ЦВД реактивного типа со сварным корпусом с исходным вариантом ЦВД активного типа (см. табл. 3.1), то можно сделать вывод о том, что удалось увеличить КПД ЦВД на 7,5 % , а мощность - на 3794 кВт.

Основные результаты оптимизации ЦВД представлены в таблице 3.6. Варианты модернизации ЦВД турбины Т-100-130 ТМЗ, представленные в таблице 3.6, сравнены между собой по показателям экономичности. Однако, для них требуется также выполнить конструкторскую и технологическую проработки и лишь после этого использовать для выполнения технико-экономических расчетов, на основании которых и следует выбирать окончательный вариант оптимального ЦВД.

Таблица 3.6

Вариант ЦВД	Прирост КПД %	Прирост мощности кВт

Исходный, активного типа	0	0
Модернизированный, активного типа	2,3	1200
Реактивного типа, с литым корпусом и унифицированными лопаточными венцами	3,3	1766
Оптимальный, реактивного типа, с литым корпусом	4,1	2194
Реактивного типа, со сварным корпусом и унифицированными лопаточными венцами	7,5	3794
Оптимальный, реактивного типа, со сварным корпусом	8,6	4600

3.3.3. Оптимизация ЦНД паровых турбин с использованием унифицированных лопаточных венцов

Оптимальные проточные части ЦНД паровых турбин, кроме высокой экономичности, должны также удовлетворять требованиям технологичности в производстве и надежности в эксплуатации. Поэтому в конструкциях новых турбин часто используют модельные и унифицированные лопаточные венцы, ступени, а иногда и целые отсеки ЦНД турбин, исследованные экспериментально, освоенные в производстве и проверенные в эксплуатации. Таким образом, как уже неоднократно подчеркивалось выше, при проектировании и модернизации турбин проблемы оптимизации, моделирования и унификации их проточных частей находятся в неразрывной связи и должны решаться комплексно.

Рассмотрим результаты компьютерной оптимизации трех вариантов пятиступенчатого ЦНД турбины типа К-800-240 [96]. Параметры и массовый расход пара на входе в отсек, расходы пара в отборы, противодавление за отсеком и частота вращения ротора во всех вариантах поддерживались неизменными. Проектировочные расчеты ЦНД в «жидких» меридианных обводах проточной части на каждом шаге поиска оптимума выполнялись по пяти радиусам на номинальном режиме. Для практического решения задачи компьютерной оптимизации проточной части ЦНД автором разработан программный комплекс **PT_1.ОРТ** для персональных компьютеров. Уместно подчеркнуть, что в качестве стержневой основы двухмерной математической модели здесь использована полностью формализованная одномерная модель в «жидких» меридианных обводах проточной части (п.1.2.1), благодаря

чему и появилась возможность постановки и решения смешанных задач оптимизации проточной части ЦНД с использованием модельных и унифицированных лопаточных венцов. В качестве алгоритма компьютерной оптимизации применена комбинация релаксационного метода и метода прямого поиска (п.3.2).

В варианте ЦНД-1 в качестве варьируемых независимых переменных использовались углы потока $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ на корневых диаметрах каждой ступени. Для первых четырех ступеней применялась традиционная закрутка потока по закону постоянства циркуляции, а для последней ступени - по закону постоянства угла потока α_1 вдоль радиуса. Это достигалось за счет выполнения условий $n = 1$ для первых четырех ступеней и $n = 0$ для последней, пятой ступени в уравнении $tg \alpha_1 = tg \alpha_{1c} \cdot (r_1/r_{1c})^n$. Углы ТННЛ всех ступеней соответствовали условию $\delta = 0$. Таким образом, поиск оптимального варианта ЦНД-1 выполнялся в 20 - мерном пространстве независимых переменных. При оптимизации ЦНД-1 с помощью линейных штрафных функций поддерживались заданные напряжения в корневых сечениях РЛ и перекрыши у периферии НЛ. В дальнейшем оптимальный вариант ЦНД-1 использовался как исходный.

В варианте ЦНД-2 в качестве варьируемых независимых переменных использовались, кроме углов потока $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2$ на корневых диаметрах, углы ТННЛ δ и показатели степени n для каждой ступени. Таким образом, поиск оптимального варианта ЦНД-2 выполнялся в 30 - мерном пространстве независимых переменных. Диаметры и высоты ЦНД-2 с помощью линейных штрафных функций поддерживались такими же, как в ЦНД-1. Поэтому ЦНД-2 можно рассматривать как пример модернизации ЦНД-1. Вариант ЦНД-2 получен за четыре глобальных цикла перебора всех независимых переменных. За счет увеличения термодинамической степени реактивности у корня ступеней и снижения градиента степени реактивности под влиянием небольших положительных углов δ ТННЛ и «обратной» закрутки НЛ (отрицательные значения показателей степени n для всех пяти ступеней) внутренний КПД η_T ЦНД-2 увеличился на $\Delta \eta_T = 0,41\%$ по сравнению с ЦНД-1. Основная причина повышения КПД - уменьшение необратимых внутренних потерь кинетической энергии в лопаточных венцах.

Вариант ЦНД-3 синтезирован в результате решения смешанной задачи оптимизации с использованием унифицированных лопаточных

венцов для последней, пятой ступени. Для осуществления требований унификации последней ступени ЦНД-3 выполнены следующие условия: углы потока α_1 , β_1 , α_2 , β_2 и угол δ ТННЛ на корневых диаметрах, а также показатель степени n для пятой ступени приняты такими же, как в последней ступени исходного ЦНД-1 и не варьировались, угол потока α_2 для предпоследней, четвертой ступени ЦНД-3 принят таким же, как в ЦНД-1, и также не варьировался. Кроме того, диаметры и высоты лопаток последней ступени ЦНД-3 с помощью линейных штрафных функций поддерживались такими же, как в ЦНД-1. По остальным варьируемым независимым переменным первых четырех ступеней ЦНД-3 ограничения не ставились. За счет линейных штрафных функций в этих ступенях поддерживались лишь напряжения в корневых сечениях РЛ и перекрыши у периферии НЛ такими же, как в ЦНД-1. Отметим, что если не ставить ограничения на диаметры и высоты лопаток последней ступени, то получим смешанную задачу оптимизации ЦНД с кинематическим моделированием последней ступени.

Поиск оптимального варианта ЦНД-3 выполнялся в 23 - мерном пространстве варьируемых независимых переменных. В результате оптимизации внутренний КПД η_t ЦНД-3 увеличился на $\Delta \eta_t = 0,31\%$ по сравнению с ЦНД-1. Этот результат получен за счет оптимизации первых четырех ступеней при полной унификации последней, пятой ступени. Основная причина повышения КПД - уменьшение необратимых внутренних потерь кинетической энергии в лопаточных венцах первых четырёх ступеней, так как потеря кинетической энергии с выходной скоростью из отсека осталась практически такой же, как для ЦНД-1.

Таким образом, результаты оптимизации ЦНД-1, ЦНД-2 и ЦНД-3 наглядно иллюстрируют возможность и эффективность решения смешанных задач оптимизации, кинематического моделирования и унификации лопаточных венцов в «жидких» меридианных обводах проточной части тепловой турбины.

3.3.4. Многорежимная оптимизация проточной части ЦНД паровой турбины

В настоящее время в Европейской части России практически все турбоустановки тепловых электрических станций (ТЭС) привлекаются к покрытию переменных нагрузок энергосистем [11,37]. Поэтому при

проектировании и модернизации проточных частей паровых турбин для повышения их конкурентоспособности на мировом рынке целесообразно использовать идеи многорежимной компьютерной оптимизации.

Рассмотрим специфику этой сложной проблемы на примере многорежимной оптимизации пятиступенчатого цилиндра низкого давления (ЦНД) мощной паровой турбины с относительной высотой рабочей лопатки последней ступени $d_2/l_2 = 2,68$ [48].

Для практического решения задачи многорежимной оптимизации пятиступенчатого ЦНД привлекался авторский программный комплекс **РТ_2.ОРТ**. Основу математической модели составляет проектировочный газодинамический расчет проточной части многоступенчатой паровой турбины в «твёрдых» меридианных обводах, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов, с последующими проверочными расчетами характеристик турбины на переменных режимах. Проектировочные расчеты на каждом шаге поиска оптимального ЦНД ставились в двухмерной, а проверочные расчеты на том же шаге поиска - в одномерной постановке задачи. Для учета потерь кинетической энергии использованы полу- и эмпирические зависимости, представленные выше (см. главу 2). Все виды потерь кинетической энергии вычислялись методом итераций. Свойства водяного пара учитывались путём аппроксимации диаграммы состояния по методике ВТИ.

В качестве алгоритма нелинейной оптимизации применена рассмотренная выше комбинация метода Гаусса-Зейделя и метода прямого поиска, показавшая высокую надежность при решении сложных многомерных задач с большим числом нелинейных ограничений в виде равенств и неравенств. Основой целевой функции принят осредненный по всем режимам условный внутренний КПД η_T проточной части ЦНД

$$\eta_T = \frac{\sum_{q=1}^t (\eta \cdot \tau_y)_q}{\sum_{q=1}^t (\tau_y)_q}, \quad (3.16)$$

где t - число режимов, на которых выполнялся расчет проточной части, η - внутренний КПД, τ_y - условное время работы турбины на соответствующем режиме [48]. При задании τ_y следует учитывать не только время τ работы ЦНД на данном режиме, но и вырабатываемую ЦНД полезную работу, тесно связанную с потребляемым установкой расходом топлива. В качестве варьируемых независимых переменных для каждой ступени использованы давления пара p_1 и p_2 , угол δ ТННЛ в

корневых сечениях лопаточных венцов и показатель степени n в уравнении, описывающем характер изменения угла α_l вдоль радиуса: $\alpha_l = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{lc} \cdot (r/r_c)^n)$.

Разъясним происхождение формулы (3.16). Для этого рассмотрим влияние суточной неравномерности графика электрической нагрузки на облик проточной части оптимального ЦНД. Предположим, что в течение суток ЦНД 16 часов работает на номинальном режиме ($N_1 = N_{НОМ}$), 4 часа - на режиме дросселирования ($N_2 \cong 0,3 N_{НОМ}$) и 4 часа находится в горячем резерве ($N_3 \cong -0,007 N_{НОМ}$). Тогда суммарное количество полезной работы, вырабатываемое ЦНД в течении суток, составит:

$$A = N_1 \tau_1 + N_2 \tau_2 + N_3 \tau_3; \quad (3.17)$$

Оптимальный ЦНД должен обеспечить максимум полезной работы в заданном спектре режимов. Выражение (3.17) можно записать в следующем виде:

$$A = G_1 H_{01} \eta_1 \tau_1 + G_2 H_{02} \eta_2 \tau_2 + G_3 H_{03} \eta_3 \tau_3, \quad (3.18)$$

где G - расход пара, H_0 - изоэнтروпийный перепад энтальпий на отсек, η - внутренний КПД отсека на соответствующем режиме.

Суммарное количество полезной работы, вычисленное по формуле (3.18), в принципе, можно выработать на номинальном режиме ЦНД за некоторый эквивалентный промежуток времени T_1 :

$$A = G_1 H_{01} \eta_1 T_1. \quad (3.19)$$

Подставив (3.19) в (3.18), получим:

$$\eta_1 T_1 = \eta_1 \tau_{1y} + \eta_2 \tau_{2y} + \eta_3 \tau_{3y}, \quad (3.20)$$

где $\tau_{y} = \tau \cdot G \cdot H_0 / (G_1 \cdot H_{01})$ - условное время работы ЦНД на соответствующем режиме, которое косвенно учитывает расход топлива, потребляемого установкой на этом режиме. В строгой постановке в формуле (3.20) следует максимизировать время T_1 , что непривычно для инженерной практики. Рассмотрим иной подход к решению этой задачи.

Для мощных тепловых турбин в энергетике номинальный режим, как правило, наиболее продолжителен и $\tau_{1y} = \tau_1$, а режимы сниженных нагрузок имеют существенно меньшие условные времена (τ_{2y} , τ_{3y}), чем фактические (τ_1, τ_2).

Если принять, что

$$T_1 \approx \tau_{1y} + \tau_{2y} + \tau_{3y}, \quad (3.21)$$

и $\eta_l = \eta_T$, то из (3.20) получим формулу (3.16). Таким образом, задача многорежимной оптимизации в соответствии с формулой (3.16) будет состоять в максимизации некоторого осреднённого по всем режимам условного внутреннего КПД η_T проточной части ЦНД.

Таблица 3.7

Вариант	η_T	η_l	η_2	η_3
1	0,8245	0,8291	0,8092	-0,9802
2	0,8361	0,8400	0,8254	-0,7775

Сначала, в режиме диалога с ПК, были выполнены проектировочные газодинамические расчеты исходного **варианта 1** ЦНД в двухмерной постановке задачи для номинального режима. Отметим, что показатели экономичности в одномерных и двухмерных расчётах на номинальных режимах здесь и далее практически одинаковы. Исходный вариант ЦНД традиционного типа характеризуется небольшой положительной степенью реактивности в корневых сечениях первых четырех ступеней ($\rho'_T \approx 0,05$). Для последней ступени $\rho'_T = 0,16$. Закрутка потока в первых четырех ступенях выполнена по закону постоянства циркуляции, а для последней - по закону постоянства угла α_1 . Углы ТННЛ для всех ступеней полагались равными нулю. Затем в синтезированной компьютером проточной части был выполнен расчет двух переменных режимов в одномерной постановке задачи. Противодавление p_{2T} за отсеком на режимах 1, 2 и 3 поддерживалось в расчетах на уровнях 0,0038; 0,004 и 0,006 МПа. Величины КПД η_T , η_l , η_2 и η_3 для этой серии расчетов представлены в таблице 3.7 (вар.1). С учетом комментария к формуле (3.20) условные времена работы ЦНД на указанных выше режимах ($\tau_1 = 16$ часов, $\tau_2 = 4$ часа и $\tau_3 = 4$ часа) составили соответственно $\tau_{1Y} = 16$ часов, $\tau_{2Y} = 1,24$ часа и $\tau_{3Y} = 0,03$ часа.

Затем была выполнена многорежимная оптимизация ЦНД (см. **вариант 2** в табл.3.7). Видно, что многорежимная оптимизация в заданном спектре режимов суточной неравномерности нагрузки дает ощутимый прирост экономичности ЦНД по сравнению с исходным вариантом. В оптимальном ЦНД во всех ступенях появились небольшие положительные углы ТННЛ ($\delta' = 4 \dots 6$ градусов) и обратная закрутка направляющих лопаток по углу α_1 . Под влиянием указанных факторов увеличилась степень реактивности в корневых сечениях ступеней (для

последней ступени до $\rho'_T = 0,35$) и уменьшился градиент степени реактивности вдоль радиуса. В результате в оптимальном ЦНД снизился уровень профильных и вторичных потерь и уменьшились утечки пара под диафрагмами и над бандажами РЛ, что привело к росту КПД ступеней и отсека в целом на номинальном и, особенно, на переменных режимах. Снижение степени реактивности в периферийных сечениях ступеней по сравнению с исходным вариантом благоприятно сказывается также на разгоне капельной влаги в межвенцовом зазоре между НЛ и РЛ и уменьшении вследствие этого эрозии периферийных сечений рабочих лопаток.

Как известно, большое влияние на экономичность паровых турбин ТЭС оказывает давление пара за последней ступенью ЦНД, которое меняется в зависимости от сезонной температуры охлаждающей воды. Предположим, что летом за ЦНД поддерживается давление $p_{2T1} = 0,0044$ МПа, весной и осенью $p_{2T2} = 0,0038$ МПа, а зимой $p_{2T3} = 0,0028$ МПа. Допустим, что ЦНД эксплуатируется в средней полосе Европейской части России и условное время для лета $\tau_{LY} = 3$ месяца, для весны и осени $\tau_{2Y} = 6$ месяцев и для зимы $\tau_{3Y} = 3$ месяца. Возникает задача выбора номинального режима для проектирования таким образом, чтобы обеспечить максимальную годовую экономичность ЦНД.

Для решения поставленной задачи была выполнена многорежимная оптимизация трех вариантов ЦНД. Для **варианта 1** за номинальный принимался режим 1 ($p_{2T} = 0,0044$ МПа, $\tau_{LY} = 3$ месяца), на котором выполнялся проектировочный расчет и конструирование ЦНД. Режимы 2 ($p_{2T} = 0,0038$ МПа, $\tau_{2Y} = 6$ месяцев) и 3 ($p_{2T} = 0,0028$ МПа, $\tau_{3Y} = 3$ месяца) рассматривались как переменные. Для **варианта 2** за номинальный принимался режим 2, а режимы 1 и 3 переменными. В **варианте 3** за номинальный принимался режим 3, режимы 1 и 2 - переменные.

Таблица 3.8

Вариант	η_T	η_1	η_2	η_3
1	0,8200	0,8514	0,8323	0,7640
2	0,8244	0,8494	0,8361	0,7763
3	0,8135	0,8247	0,8216	0,7863

Таблица 3.9

Вариант	η_T	η_1	η_2	η_3
1	0,8163	0,8515	0,8329	0,7645
2	0,8211	0,8498	0,8361	0,7774
3	0,8111	0,8249	0,8218	0,7865

Параметры пара на входе в отсек для всех режимов принимались одинаковыми и такими же, как на номинальном режиме в предыдущей серии расчетов по влиянию суточной неравномерности графика нагрузки.

Основные результаты оптимизации ЦНД с учетом сезонных условий эксплуатации представлены в таблице 3.8. Как и следовало ожидать, наиболее предпочтительным с точки зрения максимума многорежимного КПД η_T оказался вариант 2 с максимальным условным временем τ_y . Теперь предположим, что ЦНД эксплуатируется в условиях континентального климата с укороченным осенне-весенним периодом, так что условные времена на режимах 1, 2 и 3 одинаковы: $\tau_{1Y} = \tau_{2Y} = \tau_{3Y} = 4$ месяца. Результаты многорежимной оптимизации вариантов 1, 2 и 3 представлены в таблице 3.9. Вновь предпочтительнее оказался вариант 2, так как последняя ступень, спроектированная на противодействие $p_{2T} = 0,0038$ МПа, наиболее экономична и для режимов $p_{2T} = 0,0044$ МПа и $p_{2T} = 0,0028$ МПа. Последующие оптимизационные расчеты ЦНД для вариантов 1, 2 и 3 на режимах 1, 2 и 3 при условных временах $\tau_{1Y} = 6$ месяцев, $\tau_{2Y} = 3$ месяца и $\tau_{3Y} = 3$ месяца, а также $\tau_{1Y} = 3$ месяца, $\tau_{2Y} = 3$ месяца и $\tau_{3Y} = 6$ месяцев вновь подтвердили целесообразность проектирования ЦНД на режиме 2.

Таким образом, в широком диапазоне варьирования условных времен τ_{1Y} для вариантов 1, 2 и 3 определяющим при выборе режима проектирования оптимального ЦНД оказалось противодействие p_{2T} за отсеком. В этой связи, видимо, целесообразно выбирать для режима проектирования ЦНД среднеинтегральное по времени эксплуатации давление

$$p_{2TC} = 1/T_{11} \int_0^{T_{11}} p_{2T} d\tau_y.$$

Так, например, для варианта 2 (режим 1: $p_{2T} = 0,0044$ МПа, $\tau_{1Y} = 3$ месяца; режим 2: $p_{2T} = 0,0038$ МПа, $\tau_{2Y} = 6$ месяцев; режим 3: $p_{2T} = 0,0028$ МПа, $\tau_{3Y} = 3$ месяца) среднеинтегральное давление $p_{2TC} =$

0,0037МПа. Именно на это значение противодействия и проектировался оптимальный ЦНД, а режимы 1, 2 и 3 рассматривались как переменные. Результаты оптимизации представлены в таблице 3.10. Сравнивая показатели экономичности этого варианта с вариантом 2 из табл. 3.8, видно, что на режиме 1 экономичность ЦНД несколько снизилась, зато возросла на режиме 2 и, особенно, на режиме 3. Осредненный η_T ЦНД вырос примерно на 0,1%. В таблице 3.11 показаны основные геометрические характеристики на среднем диаметре последней ступени для варианта 1 ($p_{2TC} = 0,0037\text{МПа}$) и варианта 2 ($p_{2TC} = 0,0038\text{МПа}$). Как и следовало ожидать, изменение противодействия наиболее существенно повлияло на эффективный угол рабочей лопатки $\beta_{2ЭФ}$.

Таблица 3.10

Вариант	η_T	η_1	η_2	η_3
1	0,8253	0,8487	0,8364	0,7798

Таблица 3.11

Вариант	$\alpha_{0Л}$, град	$\alpha_{1эф}$ град	$\beta_{1Л}$ град	$\beta_{2ЭФ}$ град
1	93,3	21,17	120,9	34,29
2	93,2	21,21	121,0	33,95

Изложенный выше материал получен для ЦНД паровой турбины, используемой в составе ТЭС на органическом топливе. Для современных мощных паровых турбин АЭС на ядерном топливе характерна тенденция применения больших отборов пара из ЦВД при нерегулируемом давлении для нужд теплофикации. Для ЦНД влажнопаровой турбины сезонное изменение противодействия p_{2T} за отсеком дополнится сезонным изменением расхода и параметров пара на входе в отсек. Поэтому при проектировании ЦНД влажнопаровой турбины АЭС особенно уместно использовать идеи многорежимной компьютерной оптимизации.

3.3.5. Оптимизация проточной части многоступенчатой паровой турбины в целом

Известно, что паровым турбинам пока нет альтернативы в качестве двигателя в энергетике. Они широко применимы на атомных и тепловых станциях, в том числе и в составе перспективных газопаровых установок. Повышение экономичности проточных частей ПТ приводит к уменьшению расхода ядерного и органического топлива и поэтому

способствует росту конкурентоспособности энергетической установки на мировом рынке.

Для практического решения задачи компьютерной оптимизации проточной части многоступенчатой паровой турбины [45] привлекался программный комплекс **PT_2.OPT** (п.3.3.4).

Рассмотрим некоторые результаты оптимизации проточной части на примере многоступенчатой паровой турбины для ТЭС мощностью 800 МВт с промежуточным перегревом пара. Сначала был выполнен проектировочный газодинамический расчет исходного **варианта 1** по пяти радиусам в режиме диалога с ПК. Начальные параметры пара перед отсеками, меридианные отводы и конструкция проточной части, давления за ступенями, в том числе и в местах отбора пара на регенерацию, для варианта 1 поддерживались такими же, как в примере монографии [96]. Проточная часть турбины состоит из 25 ступеней: 11 – в ЦВД, 9 – в ЦСД и 5 - в ЦНД. Закрутка потока во всех ступенях, кроме последней, принята по закону постоянства циркуляции, для последней ступени – по закону постоянства вдоль радиуса угла α_1 . За счет подбора давлений p_1 в корневых сечениях всех ступеней, кроме последней, получена небольшая положительная термодинамическая степень реактивности ($\rho_T > 0,05$). Для последней ступени $\rho_T = 0,23$. Углы выхода потока α_2 из всех ступеней (кроме регулирующей в ЦВД и первой ступени ЦСД) близки к 90 градусам. Таким образом, исходный вариант 1 соответствует традиционным представлениям о рациональном проектировании проточных частей многоступенчатых паровых турбин.

Вариант 2 получен в результате оптимизации исходного варианта 1 за счет вариации давлений p_1 и p_2 пара перед и за рабочими лопатками ступеней. При этом поддерживались неизменными (такими же, как в варианте 1) давления p_1 и p_2 для регулирующей ступени ЦВД, а также давления p_2 за ступенями в местах регенеративных отборов пара и за ЦВД, ЦСД и ЦНД. В этом случае изменения в системе регенеративного подогрева питательной воды в варианте 2 по сравнению с вариантом 1 минимальны.

Поиск оптимального варианта 2 осуществлялся персональным компьютером в 40-мерном пространстве независимых переменных. За счет оптимизации КПД η_T варианта 2 паровой турбины увеличивается на 0,8% по сравнению с вариантом 1. Рост КПД турбины обусловлен

оптимальным перераспределением перепадов энтальпий между ступенями и повышением термодинамической степени реактивности ступеней, что способствует снижению уровня необратимых внутренних потерь кинетической энергии в лопаточных венцах.

При проектировании вариантов 1 и 2 предполагалось, что турбина имеет сопловое парораспределение, а регулирующая ступень ЦВД выполнена парциальной ($\varepsilon = 0,8$). Предположим, что паровая турбина мощностью 800 МВт будет нести базовую нагрузку в крупной энергосистеме, тогда сопловое парораспределение целесообразно заменить дроссельным. С учетом этого допущения был спроектирован **вариант 3** проточной части паровой турбины мощностью 800 МВт. Вариант 3 также получен в результате оптимизации исходного варианта 1 в тех же меридианных обводах проточной части за счет вариации давлений p_1 и p_2 пара перед и за рабочими лопатками ступеней. При этом поддерживались неизменными (такими же, как в варианте 1) только давления p_2 за ступенями в местах регенеративных отборов пара, а также за ЦВД, ЦСД и ЦНД. Кроме того, для двух последних ступеней ЦНД применен тангенциальный наклон и «обратная» закрутка направляющих лопаток. Поэтому для этих ступеней в качестве варьируемых независимых переменных привлекались также углы δ тангенциального наклона направляющих лопаток и показатели степени n в уравнениях, описывающих характер изменения угла α_l вдоль радиуса: $\alpha_l = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{lc} \cdot (r/r_c)^n)$.

Поиск оптимального варианта 3 ПТ осуществлялся компьютером в 46-мерном пространстве независимых переменных. За счет оптимизации КПД η_T варианта 3 турбины увеличился на 0,9% по сравнению с вариантом 2 и на 1,7% по сравнению с вариантом 1. Высокий уровень КПД η_T для варианта 3 также обусловлен оптимальным перераспределением перепадов энтальпий между ступенями, включая регулирующую ступень, ростом термодинамической степени реактивности всех ступеней и благоприятным влиянием тангенциального наклона и «обратной» закрутки НЛ двух последних ступеней на уменьшение необратимых внутренних потерь кинетической энергии в проточной части турбины.

Таким образом, несмотря на высокую размерность задачи компьютерной оптимизации, разработанная комбинация релаксационного

метода и метода прямого поиска в сочетании с полностью формализованной математической моделью проектировочного газодинамического расчета проточной части, алгоритмами и программой для ПК, дает возможность обнаружить значительные скрытые резервы повышения экономичности паровых турбин.

3.3.6. Двухмерный проверочный газодинамический расчёт цилиндра низкого давления паровой турбины за счёт применения методов компьютерной оптимизации

Создание или модернизация конкурентоспособной паровой турбины в настоящее время невозможны без систематического использования современных инженерных методов анализа, в основе которых лежат детальные газодинамические расчеты течения водяного пара с учетом пространственной структуры потока в широком диапазоне режимных параметров. Эти расчеты должны также корректно учитывать такие прогрессивные конструкторские решения, направленные на повышение экономичности турбины, особенно цилиндра низкого давления, как тангенциальный наклон, обратная закрутка и саблевидность сопловых лопаток, в том числе и их комбинации.

Проверочный газодинамический расчет проточной части ЦНД паровой турбины в двухмерной постановке в редкой сетке с учетом пространственной структуры потока в широком диапазоне режимных параметров представляет собой сложную вычислительную задачу. Основные проблемы возникают при выполнении условия пропускания заданного расхода пара во всех расчетных сечениях $z = const$, потому что обычно в расчётных сечениях 1-1 и 2-2 предпоследней и последней ступеней поток пара имеет вдоль радиуса как сверхзвуковые, так и дозвуковые скорости. В этом случае традиционные методы достижения сходимости процесса последовательных приближений по пропуску заданного расхода пара в этих расчетных сечениях работают крайне неудовлетворительно, так как решение для отдельного сечения может резко и спонтанно перемещаться из области дозвуковых в область сверхзвуковых течений и обратно. Поэтому проверочный расчет ЦНД «с головы», по ходу течения пара, часто приводит к выбору нереально низких значений давления за последней ступенью и к разрушению вычислительного алгоритма. Расчет ЦНД «с хвоста», против хода течения

пара, в двухмерной постановке задачи вынуждает применять в итерационном процессе распределения параметров потока вдоль радиуса из предыдущего, а не данного приближения. Кроме того, и в этом случае вычислительный алгоритм, использующий традиционные методы достижения сходимости, также часто неустойчив и имеет склонность к заикливанию или разрушению.

Поэтому для двухмерного проверочного газодинамического расчета проточной части ЦНД паровой (или газовой) турбины был разработан новый подход, в основе которого заложены методы компьютерной оптимизации [44].

Сначала выполняется «с хвоста» одномерный проверочный газодинамический расчет проточной части ЦНД. Сходимость процесса последовательных приближений в одномерном расчёте успешно обеспечивается с помощью традиционных методов. Полученные значения давлений p_{1c} и p_{2c} в потоке пара и коэффициентов потерь ζ_1 и ζ_2 на средних диаметрах лопаточных венцов используются в двухмерном проверочном расчете для первого приближения.

Затем выполняется «с головы» проверочный газодинамический расчет проточной части ЦНД в двухмерной постановке задачи. Расчёт выполняется в редкой сетке, образованной поверхностями тока и сечениями $z = const$. Сечения $z = const$ располагаются перед и за каждым лопаточным венцом с привлечением данных по эффективным углам и проходным площадям в горле венца. В качестве основы математической модели проверочного расчета в каждом сечении $z = const$ используется уравнение движения (1.66).

По полученному в результате решения уравнения (1.66) распределению давлений в потоке в каждом сечении $z = const$ с помощью уравнений энергии, неразрывности, состояния и процесса вычисляется невязка расхода

$$\delta G_i = |G_i - G_{Hi}| / G_{Hi} , \quad (3.22)$$

где G_i - вычисленный расход, G_{Hi} - заданный расход пара. Затем для всей проточной части ЦНД определяется суммарная невязка расхода

$$\Delta G = \sum_{i=1}^s (\delta G_i) , \quad (3.23)$$

где s - количество расчетных сечений $z = const$.

Далее с помощью оптимизатора в каждом сечении $z = const$ поочередно, начиная с « хвоста », варьируются давления пара P_c (см. (1.66)) за и перед лопаточными венцами, после чего вычисляются δG_i и ΔG ((3.22) и (3.23)). Для последующих расчетов выбираются такие значения давлений P_c , которые обеспечивают минимизацию суммы невязок расходов $\Delta G \approx 0$ во **всех расчётных сечениях** $z = const$ проточной части ЦНД.

Таким образом, проверочный газодинамический расчет проточной части ЦНД представляет собой, в конечном счете, задачу нелинейной компьютерной оптимизации по определению минимума-минимума функционала ΔG за счёт варьирования независимых переменных: давлений P_c в потоке пара на средних диаметрах в сечениях $z = const$.

Для практического решения задачи оптимизации применена процедура «поиск» (см.п.3.1). Процедура «поиск» реализует основную идею релаксационного метода (метода покоординатного спуска, метода Гаусса-Зейделя) – раздельную оптимизацию по каждой из переменных при фиксированных значениях остальных переменных. В отличие от классического подхода, при оптимизации по каждой из переменных используется не градиентный метод, а метод прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности (метод прямого поиска).

Суть работы процедуры «поиск» в приложении к задаче проверочного газодинамического расчёта ЦНД поясняет рис.3.12. После ввода исходных данных одной из варьируемых величин, например, давлению p_{1c} на среднем диаметре в потоке за направляющими лопатками последней ступени турбины, присваивается ряд значений через одинаковый шаг Δp_{1c} . За счет выбора диапазона изменения независимой переменной p_{1c} можно переходить от задач дальнего поиска к задачам ближнего поиска. Для каждого из значений p_{1c} выполняется процедура «отсек», т.е. проверочный газодинамический расчет проточной части всего ЦНД (без итераций по пропуску заданного массового расхода), и определяется функция цели ΔG . Затем находится значение давления p_{1copt} , доставляющее минимум функции цели ΔG .

После этого по аналогичной схеме ищется оптимальное значение следующей независимой переменной, но уже с зафиксированным оптимальным значением давления p_{1copt} . Поиск минимума функции цели $\Delta G \approx 0$ с приемлемой точностью требует, как правило, нескольких

десятков глобальных циклов отдельной оптимизации по каждой их независимых переменных. При этом поиск по каждой из переменных ведется на отрезке соответствующей оси координат, который при переходе от цикла к циклу уменьшается в размерах и перемещается по этой оси (см. рис.3.3).

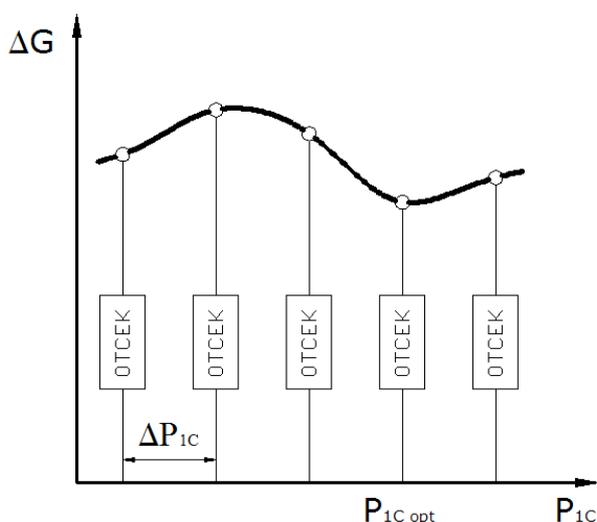


Рис. 3.12. Элемент процедуры «поиск».

Такой подход к компьютерной оптимизации проверочного расчёта проточной части паровой турбины обеспечивает нахождение минимума целевой функции ΔG для заданных в одномерной сетке значений каждой из независимых переменных p_c , в том числе и на границе области их изменения. В этом случае отпадают проблемы, связанные с возможным «зацикливанием» задачи нелинейной оптимизации. Кроме того, программа для ЭВМ получается простой и компактной, с небольшим потребным объемом оперативной памяти.

Так как в процедуре «поиск» метод прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности используется не в чистом виде, а в сочетании с релаксационным методом, то нахождение минимума - миниморума функции цели, строго говоря, не гарантируется, как, впрочем, и для большинства других методов решения задач компьютерной оптимизации большой размерности. Однако практика проверочных расчётов проточных частей турбин показала, что при переходе от цикла к циклу уменьшение функции цели ΔG всегда реализуется. Общее уменьшение целевой функции после завершения компьютерной

оптимизации ($\Delta G \approx 0$) даёт основание предположить, что в процессе поиска найдено значение, близкое к минимуму - миниморуму.

Развитый выше метод компьютерной оптимизации дает возможность эффективно решать конкретные практические инженерные задачи проверочного газодинамического расчёта проточной части ЦНД паровой турбины в широком диапазоне режимных параметров.

Проверочные газодинамические расчеты пространственного потока в ЦНД в двухмерной постановке задачи (см. главу 1) выполнялись в авторском программном комплексе **PT_1.PRO(ND)** [44]. Для получения решения вдоль радиуса в сечениях $z = const$ используется гипотеза течения пара в межвенцовых зазорах на конических поверхностях тока [80]. Постоянные интегрирования в первом приближении заимствуются из одномерного расчета. Для учета потерь кинетической энергии в неравномерном, нестационарном и турбулентном потоке пара используются эмпирические и полуэмпирические зависимости (см. главу 2), полученные в основном по результатам экспериментальных исследований модельных и натуральных турбин, а не плоских решеток профилей. Такой подход позволяет корректно учесть эффекты, связанные с тангенциальным наклоном, саблевидностью и обратной закруткой сопловых лопаток, и получить более достоверные результаты. Все параметры, скорости и углы потока пара, а также потери кинетической энергии вычисляются методом итераций. Параметры водяного пара также вычисляются методом итераций по методике ВТИ.

В качестве примера, иллюстрирующего возможности развитого метода, рассмотрим некоторые результаты проверочного газодинамического расчёта проточной части пятиступенчатого ЦНД мощной паровой турбины на номинальном и трёх режимах дросселирования. Изменение относительного пропуска пара $Gv_{2отн} = Gv_2 / (Gv_2)_{ном}$ через последнюю ступень достигалось за счёт уменьшения давления и энтальпии торможения пара на входе в отсек при постоянных противодавлении за отсеком и частоте вращения ротора.

Достижение искомого результата: минимума суммарной невязки расхода ($\Delta G \approx 0$), на номинальном режиме потребовало выполнение 31 глобального цикла перебора всех девяти независимых переменных (давлений p_c (см. (1.66)) на средних диаметрах во всех сечениях $z = const$, кроме сечения за последней ступенью, где p_c не варьируется). Решение

задачи компьютерной оптимизации проводилось в девятимерном пространстве независимых переменных и потребовало 2 минут 46 секунд машинного времени на ноутбуке с тактовой частотой 1000 МГц, что представляется вполне приемлемым для инженерных расчётов.

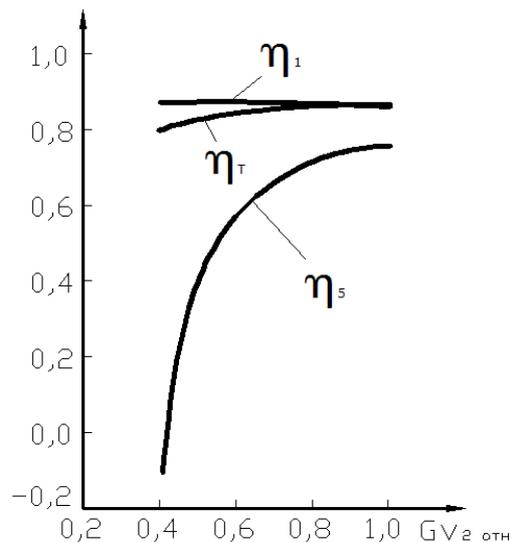


Рис.3.13. Кривые изменения КПД в зависимости от относительного расхода пара.

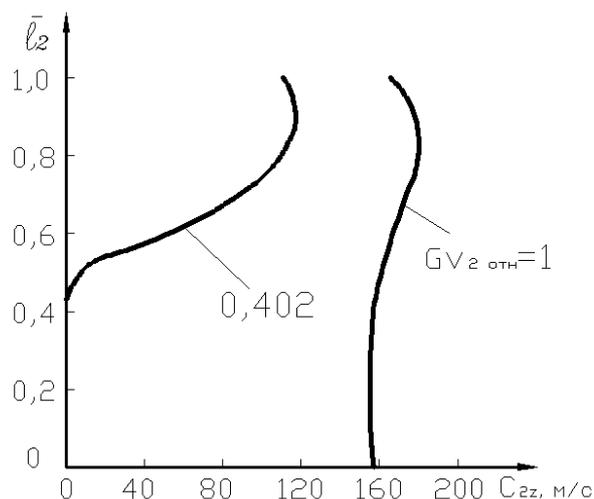


Рис.3.14. Кривые изменения расходной скорости за рабочей лопаткой последней ступени на номинальном режиме и режиме глубокого дросселирования.

Снижение внутреннего КПД η_t всего отсека ЦНД в исследованном диапазоне изменения параметра $Gv_{2отн}$ сравнительно невелико (рис.3.13). Внутренний КПД η_1 первой ступени при изменении $Gv_{2отн}$ практически не меняется, в то время как внутренний КПД η_5 последней ступени при $Gv_{2отн} = 0,42$ оказывается равным нулю. При дальнейшем уменьшении

расхода пара последняя ступень переходит в режим торможения (потребления мощности). На режиме глубокого дросселирования ($Gv_{2отн} = 0,402$) практически вся нижняя половина рабочей лопатки последней ступени охвачена отрывом, что иллюстрируется кривой изменения расходной скорости c_{2z} вдоль высоты лопатки на этом режиме (рис.3.14).

Таким образом, применение метода компьютерной оптимизации в инженерной задаче двухмерного проверочного газодинамического расчёта проточной части ЦНД паровой турбины позволяет получить решение в широком диапазоне изменения режимных параметров.

Непрерывный прогресс вычислительной техники со временем откроет возможность осуществлять многорежимную оптимизацию ЦНД (п. 3.3.4) или даже всей паровой турбины в составе ТЭС или АЭС (п. 3.3.1) с проектировочными и проверочными расчётами в двухмерных постановках задач. Принципиальных проблем для её практической реализации нет.

3.3.7. Применение «интегральных» сопловых лопаток с целью повышения КПД ЦНД паровых турбин

Изложенный выше подход к решению проблемы компьютерной оптимизации проточной части ЦНД (см. п.3.3.4) дает возможность реализовать конкретные практические задачи его оптимального проектирования.

В качестве примера практической реализации рассмотренных выше положений теории рассмотрим четыре варианта (рис.3.15) компьютерной оптимизации пятиступенчатого ЦНД мощной паровой турбины для ТЭС на номинальном режиме [54]. Меридианные обводы проточной части для всех вариантов ЦНД приняты одинаковыми, относительное удлинение рабочих лопаток последней ступени $d_{2c}/l_2=2,58$. Оптимизация всех четырёх вариантов ЦВД проводилась из одной и той же стартовой точки.

Все проектировочные газодинамические расчеты ЦНД выполнялись на 11 радиусах. Число ступеней и количество лопаток в каждом венце для всех вариантов одинаково. Расход пара, давление, температура и влажность торможения пара перед соплами первой ступени, расходы пара в отборы и давление в потоке пара на среднем диаметре за последней

ступеню (0,003 МПа) во всех вариантах расчетов поддерживались одинаковыми. Во всех вариантах в качестве целевой функции привлекался внутренний КПД η_T проточной части ЦНД. Основные результаты компьютерной оптимизации представлены в таблице 3.12.

Таблица 3.12

Вариант ЦНД	1	2	3	4
Внутренний диаграммный КПД η_T ЦНД	0,839	0,842	0,846	0,848
Мощность ЦНД, N_T кВт	29286	29432	29630	29686
Внутренний КПД η последней ступени	0,700	0,704	0,708	0,710
Перепад энтальпий H_0 на последнюю ступень, кДж/кг	245,7	242,8	235,8	232,3
Число Маха M_{c_1} у корня за НЛ последней ступени	1,875	1,798	1,735	1,700
Число Маха M_{w_2} у периферии за РЛ последней ступени	1,615	1,607	1,534	1,521
Перепад степени реактивности $\Delta\rho = \rho'' - \rho'$ для последней ступени	0,700	0,636	0,555	0,530
Скорость c_1'' у периферии за НЛ последней ступени, м/с	356	358	384	385

Показатель степени n_α ступеней ЦНД	1	0,92	0,85	0,85
	1	0,92	0,85	0,84
	1	0,89	0,83	0,85
	1	0,89	0,88	0,86
	0	0,09	0,09	0,09
Углы δ ТННЛ на корневом, среднем и периферийном радиусах последней ступени, град	0,0	8,7	7,4	3,6
	0,0	0,0	4,6	8,9
	0,0	0,0	0,0	0,0
Приращение КПД $\Delta\eta_T$ отсека по сравнению с вариантом 1, %	0,0	0,3	0,7	0,9
Приращение мощности ΔN_T отсека по сравнению с вариантом 1, кВт	0,0	146	344	400

Дадим комментарии оптимальным вариантам ЦНД, представленным в таблице 3.12.

Вариант 1. Лопаточные венцы первых четырёх ступеней закручены по закону потенциального вихря, а последней ступени - по закону постоянства угла α_1 вдоль радиуса. Поэтому показатель степени n_α в уравнении $\alpha_1 = \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{1c}(r_1/r_{1c})^{n_\alpha})$ равен единице для первых четырёх ступеней и нулю для последней (таблица 3.12). Линии центров масс сопловых лопаток всех ступеней ориентированы вдоль радиуса (рис.3.15), поэтому углы наклона δ на корневом, среднем и периферийном радиусах последней ступени $\delta' = \delta_c = \delta'' = 0$ (таблица 3.12). Вариант 1 получен в результате компьютерной оптимизации пятиступенчатого ЦНД. Варьируемыми независимыми переменными служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в 9-ти мерном пространстве

варьирования независимых переменных. ПК с тактовой частотой 2,3 ГГц в течение 48 секунд проанализировал 168 ЦНД и выбрал оптимальный ЦНД с максимальными внутренним КПД η_T и мощностью N_T .

Очевидно, что оптимальный вариант 1 ЦНД располагает определенными резервами повышения экономичности. Так, например, перепад энтальпий H_0 на последнюю ступень чрезмерно велик, поэтому числа Маха M_{c_1} в корневых сечениях за НЛ и M_{w_2} в периферийных сечениях за РЛ последней ступени имеют неблагоприятные, высокие значения (таблица 3.12). По этим причинам внутренний КПД η последней ступени невелик (таблица 3.12).

Перепад степени реактивности $\Delta\rho = \rho'' - \rho'$ последней ступени максимален среди рассмотренных вариантов (таблица 3.12). Степень реактивности у периферии последней ступени велика, поэтому скорость пара c_1'' у периферии за НЛ мала (таблица 3.12). Это приводит к слабому разгону капельной влаги в межвенцовом зазоре и к повышенной эрозии периферийных сечений рабочих лопаток последней ступени. Чрезмерно высокие числа Маха M_{w_2} у периферии за рабочими лопатками последней ступени ухудшают работу выходного диффузора.

Вариант 2. В последнее время в конструкциях отечественных паровых турбин с целью снижения градиента степени реактивности и уменьшения вторичных потерь в корневых сечениях направляющих аппаратов (НА) применяются «саблевидные» сопловые лопатки для всех ступеней ЦНД (рис.3.15). Отрицательные углы δ'' у периферии НЛ, как в классических «саблевидных» лопатках, в ступенях ЦНД обычно не применяются, чтобы не увеличивать градиент степени реактивности и не уменьшать, тем самым, разгон капельной влаги у периферии за НЛ.

По этому принципу спроектирован ЦНД варианта 2. Вариант 2 получен в результате компьютерной оптимизации пятиступенчатого ЦНД. Варьируемыми независимыми переменными служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами. Кроме того, для каждой ступени варьировался показатель степени n_α в уравнении $\alpha_1 = \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{1c}(r_1/r_{1c})^{n_\alpha})$ и угол δ' ТННЛ в корневых сечениях НА. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в 19-ти мерном пространстве

варьирования независимых переменных. ПК с тактовой частотой 2,3 ГГц в течение 114 секунд проанализировал 521 ЦНД и выбрал оптимальный ЦНД с максимальными внутренним КПД η_T и мощностью N_T .

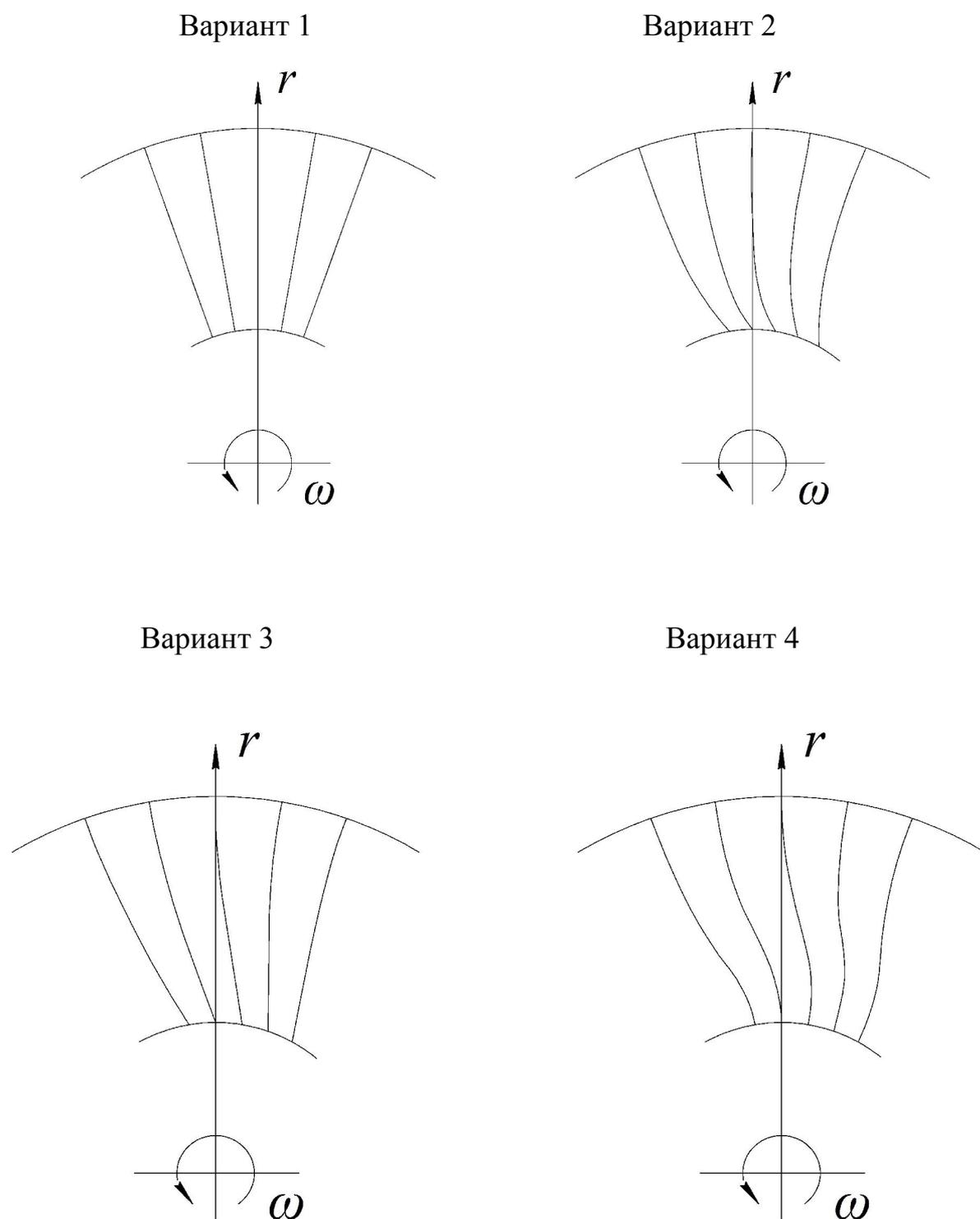


Рис.3.15. Линии центров масс сопловых лопаток со стороны выходных кромок, ω - направление вращения ротора.

По сравнению с вариантом 1 в варианте 2 увеличились: внутренний КПД η_T , мощность N_T , КПД η последней ступени и скорость c_1'' у периферии за НЛ и уменьшились: перепад энтальпий H_0 , число Маха M_{c_1} у корня за НЛ, число Маха M_{w_2} у периферии за РЛ и перепад степени реактивности $\Delta\rho = \rho'' - \rho'$ для последней ступени (таблица 3.12). Все перечисленные выше основные результаты компьютерной оптимизации варианта 2 по сравнению с вариантом 1 имеют положительный эффект.

Вариант 3. В совместных расчётно-теоретических и экспериментальных исследованиях Ленинградского политехнического института и Ленинградского металлического завода был предложен рациональный способ пространственного проектирования сопловых лопаток ЦНД паровых турбин [83]. Суть этого предложения состоит в следующем. Известен сопловой аппарат, лопатки которого от внутреннего до наружного обводов проточной части наклонены по направлению вращения РЛ таким образом, что центры масс сечений НЛ лежат на прямой линии (рис.1.1). Однако наклон лопаток ограничен по причине увеличения вторичных потерь у периферии НЛ. Поэтому с целью ослабления этого ограничения и повышения экономичности турбины было предложено линии центров масс периферийных сечений НЛ вывести на радиальное направление [83] (рис.3.15). Именно по такому принципу были спроектированы сопловые лопатки всех ступеней варианта 3, который получен в результате компьютерной оптимизации пятиступенчатого ЦНД.

Варьируемые независимые переменные приняты такими же, как в варианте 2. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в 19-ти мерном пространстве варьирования независимых переменных. ПК с тактовой частотой 2,3 ГГц в течение 139 секунд проанализировал 521 ЦНД и выбрал оптимальный ЦНД с максимальными внутренним КПД η_T и мощностью N_T . Все положительные свойства варианта 2 по сравнению с вариантом 1 усилились в варианте 3 (таблица 3.12).

Вариант 4. Для сопловых лопаток всех ступеней применено специальное 3D проектирование [54], суть которого состоит в следующем. В корневых сечениях сопловых лопаток ступеней ЦНД поток пара околосзвуковой или сверхзвуковой и вторичные потери там, как известно, малы [96]. Поэтому оптимальный угол ТННЛ у корня последней ступени

равен всего 3,6 градуса. Далее угол ТННЛ нарастает до 8,9 градуса на среднем диаметре, с целью снижения градиента степени реактивности. Затем угол ТННЛ в направлении радиуса уменьшается до нулевого значения у периферии (таблица 3.12). Линия центров масс сечений сопловой лопатки со стороны выходной кромки по конфигурации напоминает знак интеграла (рис.3.15). Поэтому этот новый способ пространственного 3D проектирования сопловых лопаток назван автором «интегральным». Вариант 4 получен в результате компьютерной оптимизации пятиступенчатого ЦНД. Варьируемые независимые переменные приняты такими же, как в варианте 2. Таким образом, поиск оптимального варианта выполнялся в 19-ти мерном пространстве варьирования независимых переменных. ПК с тактовой частотой 2,3 ГГц в течение 210 секунд проанализировал 867 ЦНД и выбрал оптимальный ЦНД с максимальными внутренним КПД η_T и мощностью N_T . Все положительные свойства вариантов 2 и 3 по сравнению с вариантом 1 усилились в варианте 4 (таблица 3.12).

Таким образом, анализ основных результатов вычислительного эксперимента, представленных в таблице 3.12, позволяет сделать вывод о том, что «интегральные» сопловые лопатки в сочетании с компьютерной оптимизацией являются существенным резервом повышения экономичности проточных частей ЦНД мощных паровых турбин.

3.4. Газовые турбины

3.4.1. Высоконагруженные первые ступени

Рост температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре можно рассматривать в качестве основных тенденций развития современного газотурбостроения. Стремление сократить число охлаждаемых венцов приводит к необходимости применения высоконагруженных ступеней, предназначенных по соображениям прочности на работу при умеренных окружных скоростях. В паротурбостроении использование ступеней такого типа также актуально в качестве первых в отсеках ЦВД, ЦСД и ЦНД.

Высоконагруженные ступени характеризуются около- и сверхзвуковыми скоростями за НА, большими углами поворота потока ε_2

$= \beta_2 - \beta_1$ в рабочих решётках и существенной отрицательной закруткой потока за ступенью. Все перечисленные факторы затрудняют создание высокоэкономичных ступеней такого типа.

Поэтому для проектирования высоконагруженной охлаждаемой ступени турбины высокого давления (ТВД) для перспективных стационарных ГТУ были использованы методы компьютерной оптимизации многоступенчатых осевых тепловых турбин [49].

На первом этапе проектирования поиск оптимального варианта ТВД проводился в одномерной постановке задачи (см. 1.2.1) в «жидких» меридианных обводах проточной части. Некоторые результаты расчётов, полученные в режиме компьютерной оптимизации, представлены на рис. 3.16. Начальные параметры и теплофизические свойства, массовые расходы газа и охлаждающего воздуха, мощность ступени и частота вращения ротора во всех вариантах были одинаковыми. Для пяти заданных значений максимальных напряжений σ_{\max} в корневых сечениях рабочих лопаток оптимизировалась «присоединённая» целевая функция $\eta_{ТП}$, основу которой составляет внутренний КПД η^* ступени по параметрам торможения. В качестве независимых переменных привлекались углы потока $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$, и β_2 . Кроме σ_{\max} , для каждого из пяти вариантов ТВД при поиске ограничивалось также соотношение высот l_1 направляющих и l_2 рабочих лопаток. Из протекания кривых на рис. 3.16 следует, что с ростом σ_{\max} увеличиваются КПД η^* , КПД η с учётом потери с выходной скоростью, корневые диаметры d_2' ступени и уменьшаются числа Маха Mc_1' в корневом сечении за направляющими лопатками. При этом необходимо подчеркнуть, что углы потока $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1$, и β_2 и градиент степени реактивности различны для каждой из пяти вариантов оптимальных турбин. Ориентируясь на уровень напряжений, для дальнейшей проработки был выбран основной вариант ТВД (рис. 3.16).

Характеристики этого варианта использовались в качестве исходных на следующем этапе проектирования в квазидвухмерной постановке задачи уже в «твёрдых» меридианных обводах проточной части. Применение квазидвухмерной модели и соответствующей авторской универсальной программы для ЭВМ в данном случае вполне оправдано, так как проектируемая ступень короткая ($d_{2c}/l_2=11,5$) и с цилиндрическими меридианными обводами (рис. 3.17). Выбор основного варианта ТВД на этом этапе сначала проводился в режиме компьютерной оптимизации.

Затем оптимальный вариант корректировался с использованием универсальной программы в режиме диалога с ЭВМ. При этом, кроме уровня КПД η^* , во внимание принимались как конструктивные и технологические свойства проектируемой ТВД, так и рекомендации и выводы, полученные при исследованиях и отработке высоконагруженных ступеней для высокотемпературных газовых турбин [36].

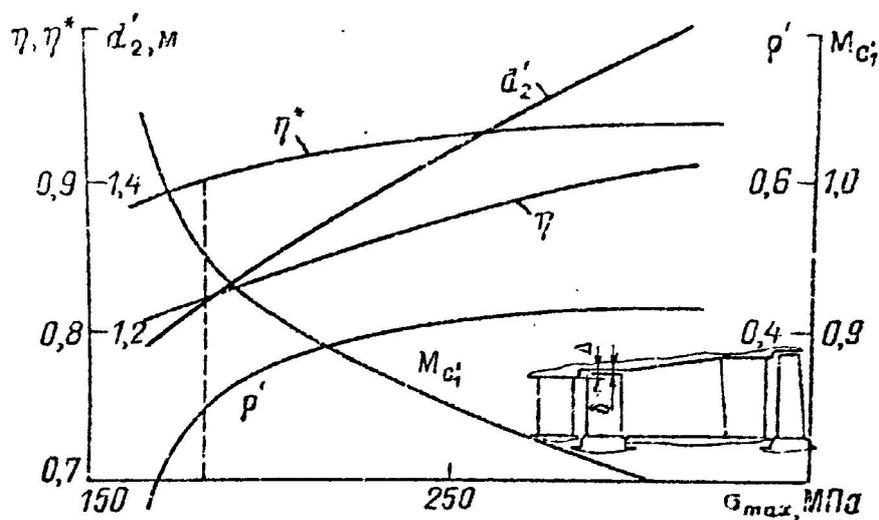


Рис.3.16. - - - - - основной вариант

С целью упростить технологию, повысить качество изготовления и надёжность охлаждаемых направляющих лопаток ТВД с выпуском охлаждающего воздуха через выходные кромки НЛ, было подобрано такое изменение угла α_1 потока вдоль радиуса, чтобы получить незакрученные НЛ. Обводы проточной части ТВД у корня и на периферии НЛ и РЛ выполнены цилиндрическими (рис. 3.17), вследствие чего удаётся наиболее обоснованно перейти от расчётных углов потока α_1 и β_2 в межвенцовых зазорах проточной части к эффективным углам $\alpha_{1эф}$ и $\beta_{2эф}$ в направляющих и рабочих решётках. Так как $l_2 > l_1$, то в ступени появилась близкая к оптимальной положительная перекрыша Δ . У корня ступени, за НЛ, термодинамическая степень реактивности ρ_T' и число Маха Mc_1' составили в расчётах: $\rho_T' = 0,27$ и $Mc_1' = 0,97$, что соответствует рекомендациям, изложенным в [36]. Угол поворота потока для корневых сечений РЛ $\varepsilon' = 124$ градуса. Рабочие лопатки ТВД закручены из условия постоянства удельной мощности вдоль радиуса. В целом закрутка потока в проектируемой ТВД близка к традиционной закрутке по закону потенциального вихря. Вместе с тем в [36] теоретически и экспериментально доказана целесообразность снижения градиента

степени реактивности в высоконагруженных ступенях за счёт применения умеренного тангенциального наклона направляющих лопаток. Кажущееся противоречие между рекомендациями [36] и выбранным подходом к проектированию ТВД объясняется тем, что между турбиной высокого и низкого давления расположен кольцевой диффузорный канал значительной протяжённости (рис. 3.16), потери кинетической энергии в котором должны быть минимальны. В то же время эти потери во многом определяются структурой потока на выходе из ТВД. Так как известно, что ТННЛ в сочетании с условием постоянства удельной мощности вдоль радиуса создаёт неравномерность углов α_2 потока вдоль радиуса, что может увеличить потери в диффузоре, то представилось целесообразным применить закрутку потока, близкую к традиционной закрутке по закону потенциального вихря.

Экспериментальные исследования модели турбины высокого давления для перспективных стационарных ГТУ проводились на стенде ЭТ-2 [7] в близких к натурным условиях. Проточная часть модели ТВД представлена на рис. 3.19. Опыты выполнены для трёх значений параметра $\Pi_0 = p_2/p_0^*$ ($\Pi_0 = 0,418; 0,601; 0,808$), в широком диапазоне изменения характеристического числа u_2/C_0 .

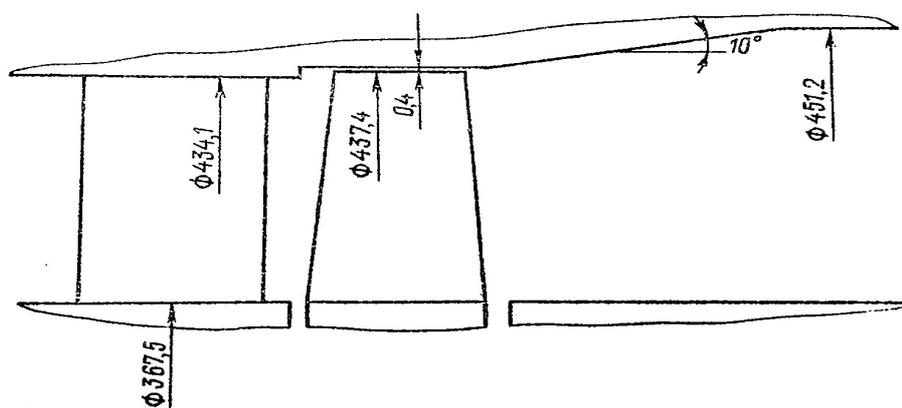


Рис. 3.17. Проточная часть ступени.

На рис.3.18 представлены кривые изменения внутренних КПД η и η^* , корневой ρ_T' и периферийной ρ_T'' степеней реактивности для модели ТВД в зависимости от изменения характеристического числа u_2/C_0 при трёх значениях параметра Π_0 . С уменьшением параметра Π_0 , то есть при увеличении перепада энтальпий H_0 на ступень, при $u_2/C_0 = const$

увеличиваются значения ρ_T' и ρ_T'' , что объясняется эффектом сжимаемости газа [1]. Значения внутренних КПД η^* по параметрам торможения также возрастают, так как режим работы ступени приближается к расчётному. Значения внутренних КПД η с учётом потерь с выходной скоростью, напротив, уменьшаются при снижении параметра Π_0 , так как при прочих равных условиях в общем балансе потерь возрастает доля потерь с выходной скоростью вследствие заметного роста степени реактивности.

Проектирование высоконагруженной околосвуковой турбинной ступени можно рассматривать в качестве проверки рекомендованных методик расчёта в экстремальных условиях. Поэтому представляет несомненный интерес сопоставление основных результатов, полученных в расчётах натурной ступени с использованием квазидвухмерной математической модели и в опытах для геометрически подобной модельной ступени при расчётных $\Pi_0 = 0,418$ и $u_2/C_0 = 0,487$. Сравнивая эти результаты, можно сделать вывод о том, что основные характеристики ступеней в расчётах и опытах практически совпадают (табл. 3.13).

Таблица 3.13

Ступень	$G\sqrt{T_0^*}/p_0^*$ кг К ^{0,5} /(с Па)	η^* -	ρ_T' -	ρ_T'' -
Натурная	0,00522	0,895	0,27	0,44
Модельная	0,00522	0,894	0,29	0,44

Полученное в расчётах и подтверждённое в опытах значение КПД $\eta^* = 0,894$ для высоконагруженной ($\varepsilon' = 124^0$), короткой ($d_{20}/l_2 = 11,5$) турбинной ступени с толстыми выходными кромками направляющих лопаток ($\bar{s}_1 = s_1/a_1 = 0,14$) и относительным радиальным зазором $\bar{\delta}_2'' = \delta_2''/l_2 = 0,013$ у периферии рабочих лопаток без бандажных полок, работающей при околосвуковых скоростях потока ($Mc_1' = 0,97$), близко к предельно достижимому. Поэтому есть основание признать разработанную конструкцию высоконагруженной ТВД пригодной для использования в перспективных стационарных ГТУ.

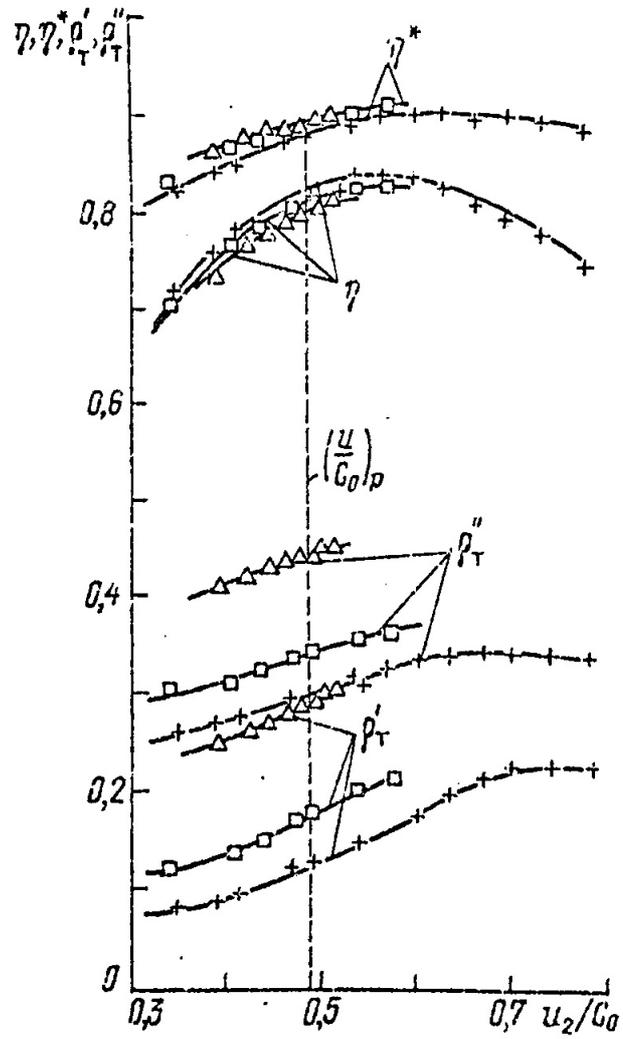


Рис. 3.18. Суммарные характеристики ступени.

Δ - $\Pi_0 = 0,418$; \square - $\Pi_0 = 0,601$; $+$ - $\Pi_0 = 0,808$;

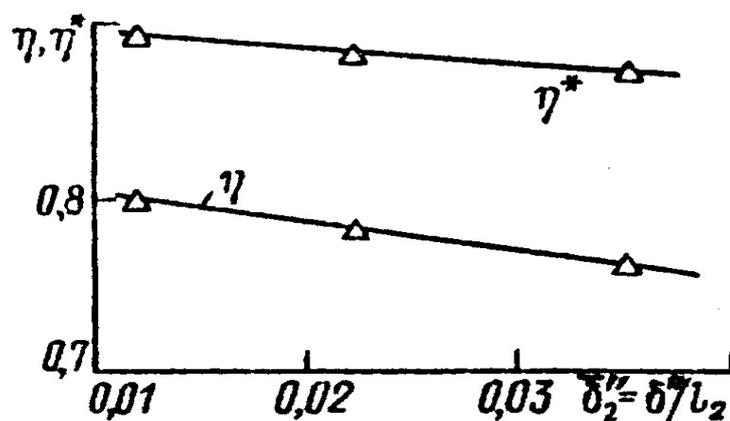


Рис. 3.19. Зависимости $\eta, \eta^* = f(\delta_2'')$.

Из-за погрешностей в изготовлении и сборке, а также в процессе эксплуатации радиальные зазоры у периферии РЛ могут увеличиваться по сравнению с номинальными значениями. Поэтому представляет интерес экспериментально исследовать влияние относительного радиального зазора δ_2'' на суммарные характеристики высоконагруженной ТВД. Результаты таких исследований представлены на рис. 3.19. Экспериментальные точки на рис. 3.19 получены при расчётных значениях Π_0 и u_2/C_0 . В исследованном диапазоне изменения δ_2'' КПД η и η^* ТВД сравнительно слабо реагируют на увеличение δ_2'' , что положительно характеризует устойчивость потока в ступени к возмущающим факторам. Зависимость $\eta = f(\delta_2'')$ удовлетворительно описывает эмпирическая формула (2. 11).

Таким образом, математическое моделирование потока в проточных частях газовых турбин в сочетании с методами компьютерной оптимизации и подробными экспериментальными исследованиями в условиях, близких к натурным, даёт возможность уверенно проектировать высоконагруженные турбинные ступени с учётом требований экономичности и надёжности.

3.4.2. Многорежимная оптимизация турбины низкого давления винтовентиляторного двигателя

Газовая турбина в составе авиационного двигателя, как правило, эксплуатируется в широком диапазоне режимных параметров. Поэтому для повышения конкурентоспособности двигателей на мировом рынке при

проектировании газовых турбин целесообразно использовать методы многорежимной компьютерной оптимизации.

Рассмотрим некоторые аспекты этой проблемы на примере многорежимной оптимизации трехступенчатой турбины низкого давления (ТНД) винтовентилярного двигателя с относительной высотой рабочей лопатки последней ступени $d_{2c}/l_2 = 3,3$.

Для практического решения этой задачи привлекался авторский программный комплекс **GT_2.OPT** для персонального компьютера [52]. Основу его математической модели составляет метод проектировочного газодинамического расчета проточной части многоступенчатой охлаждаемой газовой турбины в «твёрдых» меридианных обводах проточной части, при заданных диаметрах и высотах лопаточных венцов, с последующими проверочными расчетами характеристик турбины на переменных режимах.

Проектировочные расчеты на каждом шаге поиска оптимальной ТНД ставились в двухмерной, а проверочные расчеты на том же шаге поиска – в одномерной постановке задачи. Расчетные сечения располагались перед и за лопаточными венцами. Проектировочные и проверочные расчеты выполнялись для до- и сверхзвуковых скоростей с учетом их радиальных составляющих. Считалось, что рабочее тело – реальный газ, а лопаточные венцы могут иметь открытое конвективно-пленочное или закрытое охлаждение или быть неохлаждаемыми.

В качестве варьируемых независимых переменных для каждой ступени использовались давления газа p_1 , p_2 , угол δ ТННЛ в корневых сечениях лопаточных венцов и показатель степени n в уравнении, описывающем характер изменения угла α_l вдоль радиуса: $\alpha_l = \arctg(\operatorname{tg}\alpha_{lc} \cdot (r/r_c)^n)$.

Целевой функцией принят осредненный по всем режимам внутренний КПД η_T проточной части ТНД (п. 3.3.4):

$$\eta_T = \frac{\sum_{q=1}^t (\eta \cdot \tau_y)_q}{\sum_{q=1}^t (\tau_y)_q}, \quad (3.24)$$

где t - число режимов, на которых выполнялся расчет потока в проточной части; η - внутренний КПД; τ_y - условное время работы турбины на соответствующем режиме, $\tau_y = \tau \cdot G \cdot H_0 / (G_0 \cdot H_{00})$, τ - время, G – массовый расход газа, H_0 – располагаемый изоэнтروпийный перепад энтальпий на

турбину на соответствующем режиме, G_0 и H_{00} - расход и перепад энтальпий на базовом режиме (режиме проектирования).

Предположим, что винтовентиляторный двигатель эксплуатируется в основном на четырех режимах. Это максимальный (взлетный) режим 1 ($N_1=N_{max}$); максимальный продолжительный режим 2 ($N_2 \approx 0,9 N_{max}$), используемый для набора высоты; крейсерский режим 3 ($N_3 \approx 0,6 N_{max}$), предназначенный для полета на дальность, и режим 4 – малого газа ($N_4 \approx 0,05 N_{max}$). Примем, что продолжительность работы двигателя в полете на указанных режимах следующая: $\tau_1=5$ мин., $\tau_2=30$ мин., $\tau_3=600$ мин., $\tau_4=30$ мин.

Таблица 3.14

Вариант	η_T	η_1	η_2	η_3	η_4
1	0,766	0,792	0,778	0,766	0,572
2	0,778	0,807	0,796	0,777	0,646
3	0,781	0,809	0,792	0,780	0,697
4	0,777	0,809	0,782	0,777	0,593

Так как полетное время τ на крейсерском режиме 3 максимально, то примем сначала за базовый этот режим. Тогда условные времена на указанных четырех режимах составят соответственно: $\tau_{1y}=15$ мин., $\tau_{2y}=75$ мин., $\tau_{3y}=600$ мин., $\tau_{4y}=5$ мин.. Результаты расчетов при выборе крейсерского режима в качестве базового представлены в табл.3.14.

Специфика ТНД винтовентиляторного двигателя заключается в том, что с целью упрощения конструкции редуктора частота вращения ротора назначается небольшой. Поэтому при традиционном проектировании в режимах диалога с ЭВМ (**вариант 1** в табл.3.14) перепады энтальпий и степени реактивности путем вариации давлений p_1 и p_2 подбирались таким образом, чтобы, допустив отрицательную закрутку потока за первой и второй ступенью, добиться за третьей ступенью осевого выхода потока ($\alpha_2 = 90^\circ$). За счет вариации давлений была обеспечена также положительная термодинамическая степень реактивности в корневых сечениях каждой ступени ТНД. Для сопловых и рабочих лопаток первой ступени применено конвективно-пленочное воздушное охлаждение. Сопловые лопатки всех ступеней проектировались незакрученными,

поэтому при дозвуковых скоростях газа в ступенях ТНД изменение угла α_1 потока вдоль радиуса невелико и обусловлено веерностью. На основе проектировочного расчёта для варианта 1 был выполнен расчет характеристик на заданных режимах и определена целевая функция η_T по формуле (3.24). Полученные для варианта 1 геометрические размеры проточной части далее принимались неизменными для всех остальных вариантов ТНД.

Вариант 2 в табл. 3.14 характеризует результат многорежимной оптимизации ТНД в режиме компьютерного поиска оптимума. Варьировались давления p_1 и p_2 за лопаточными венцами (кроме p_2 за последней ступенью). Всего проанализировано 464 варианта ТНД, каждая на базовом и переменных режимах. Видно, что η_T варианта 2 примерно на 1,2% превосходит соответствующее значение для варианта 1. Такой результат получен путем подбора компьютером таких оптимальных газодинамических параметров ТНД на режиме проектирования, которые обеспечивает прирост КПД на всех режимах эксплуатации (табл. 3.14).

Известно, что одним из резервов повышения экономичности ступеней турбин является применение тангенциального наклона направляющих лопаток, у которых примерно 70% их высоты от корневого обвода выполнены с положительным наклоном и прямолинейными образующими пера, в том числе и прямолинейной выходной кромкой, а на оставшихся 30% их высоты осуществляется плавный переход всех образующих на радиальное направление в периферийном сечении (рис.2.4). Такой подход к проектированию турбинной ступени с ТННЛ дает возможность уменьшить потери кинетической энергии в направляющем аппарате, эффективно снизить градиент степени реактивности и повысить КПД ступени.

Вариант 3 в табл.3.14 иллюстрирует целесообразность применения ТННЛ по указанному выше способу при многорежимной оптимизации ТНД. В компьютерной оптимизации варианта 3 варьировались для каждой ступени давления p_1 и p_2 , угол δ в корневых сечениях ТННЛ и характер изменения угла α_1 потока вдоль радиуса. Видно, что вариант 3 по сравнению с вариантом 2 дает возможность повысить многорежимный КПД ТНД примерно на 0,3%, что уже может представлять технический интерес. Сравнительно небольшой выигрыш в КПД ТНД за счет применения ТННЛ объясняется развитым во всех вариантах уплотнением

радиальных зазоров сопловых аппаратов и бандажных полок рабочих колес. Оптимальные углы ТННЛ в корневых сечениях каждой ступени оказались небольшими: 8° , 7° и 9° , а характер изменения углов α_l вдоль радиуса мало отличался от варианта 2.

Как уже подчеркивалось, варианты 2 и 3 ТНД получены в результате многорежимной оптимизации, когда целевая функция (КПД η_T) определяется в заданном спектре режимов. Чтобы доказать целесообразность такого подхода, рассмотрим вариант 4 ТНД (табл. 3.14). В **варианте 4** турбина оптимизировалась только на базовом режиме, т.е. без учета ее показателей на других режимах. Варьировались те же параметры, что и для варианта 3. Затем в оптимальной для базового режима проточной части ТНД был выполнен расчет характеристик на заданных режимах и определена целевая функция η_T по формуле (3.24). Из табл.3.14 видно, что вариант 4 по экономичности проигрывает не только варианту 3, но также и варианту 2. **Поэтому очевидна целесообразность именно многорежимной оптимизации турбин.**

Так как время работы ТНД на крейсерском режиме ($\tau_3=600$ мин.) значительно превосходит время работы на остальных трех режимах, то, казалось бы, логично выбирать этот режим за базовый и спроектировать проточную часть именно для этого режима. Однако, располагая программным комплексом многорежимной оптимизации турбин и современным персональным компьютером, полезно осуществить поиск оптимального базового режима (режима проектирования).

С этой целью примем за базовый максимальный продолжительный режим 2, на котором самолет осуществляет набор высоты. Тогда условные времена на указанных выше четырех режимах составляют: $\tau_{1y} = 6$ мин., $\tau_{2y} = 30$ мин., $\tau_{3y} = 240$ мин. и $\tau_{4y} = 2$ мин.. Результаты оптимизации проточной части ТНД представлены как **вариант 5** в табл.3.15. Сравнивая этот вариант ТНД с вариантом 3 из табл.3.14, видим, что его КПД η_T превосходит КПД η_T варианта 3 на 0,9%. Такой прирост КПД η_T получен за счет увеличения КПД ТНД на режимах 1, 2 и 3. Варьируемые переменные были те же, что и для варианта 3.

Таблица 3.15

Вариант	η_T	η_1	η_2	η_3	η_4
5	0,790	0,8170	0,8010	0,7886	0,648

6	0,772	0,8068	0,7854	0,7700	0,669
---	-------	--------	--------	--------	-------

В следующей серии расчетов за базовый был принят максимальный (взлетный) режим 1 (**вариант 6** в табл.3.14). Условные времена на четырех режимах составили соответственно $\tau_{1y} = 5$ мин., $\tau_{2y} = 25$ мин., $\tau_{3y} = 200$ мин. и $\tau_{4y} = 1,7$ мин. Сравнивая вариант 6 и вариант 5, видим, что его КПД η_T ниже за счет снижения КПД ТНД на режимах 1, 2 и 3. Вариант 6 уступает по экономичности также и варианту 3 из табл.3.14.

Режим 4 малого газа в качестве базового не рассматривался. На этом режиме третья ступень ТНД работает с потреблением мощности. Попытки выбрать оптимальный базовый режим между режимами 2 и 3 также не обнаружили преимуществ по сравнению с вариантом 5 из табл.3.15.

Таким образом, представленные материалы иллюстрируют целесообразность и эффективность многорежимной оптимизации проточных частей авиационных газовых турбин. В рассмотренном примере переход от режима диалога с персональным компьютером к компьютерной оптимизации позволил обнаружить существенные (до 2,4%) резервы повышения КПД проточной части трехступенчатой ТНД винтовентиляторного двигателя.

3.4.3. Особенности компьютерной оптимизации проточных частей газовых турбин со скольжением роторов

Методы компьютерной оптимизации проточных частей одновальных газовых турбин с одинаковой для рабочих лопаток всех ступеней частотой вращения ротора ($\omega = idem$) рассмотрены выше. Вместе с тем газовые турбины, предназначенные для привода компрессоров газоперекачивающих станций, а также транспортные, особенно, авиационные газовые турбины обычно состоят из двух (или более) каскадов, ротора которых не связаны механически и имеют различные частоты вращения ($\omega \neq idem$) в одном и том же направлении. В статье [55] задача их оптимизации рассмотрена для номинального режима работы турбины. Ниже излагается подход к многорежимной компьютерной оптимизации проточных частей газовых турбин, состоящих из двух (или

более) каскадов с различными частотами вращения (со скольжением роторов).

Для решения такой задачи на первом этапе уместно применить метод проектирования тепловых турбин в «жидких» меридианных обводах проточной части, изложенный в п.1.2.1.

Так, если принять, что угловые частоты ω вращения рабочих лопаток ступеней различны, то ключевую формулу (1.31) представим в следующем виде:

$$u_{2n} = \sqrt{\frac{N_T}{G_l \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{G}{G_l} \left(\frac{d_2}{d_{2n}} \right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{2m}} \right)^2 \left[\frac{\left(d_1/d_2 \right)^2}{1 - \operatorname{tg} \alpha_1 \cdot \operatorname{ctg} \beta_1} - \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \right] \right\}_i}} \quad . \quad (3.25)$$

Изложенный выше (см. п.1.2.1) одномерный подход к проектированию в «жидких» меридианных обводах представляет собой стержневую основу авторской компьютерной программы **GT_1.OPT** многорежимной оптимизации проточной части газовой турбины. Такую программу особенно уместно применять на первом этапе при новом проектировании, так как практически всегда можно использовать кинематику потока освоенной в производстве и проверенной в эксплуатации турбины - прототипа, и сразу получать вполне удовлетворительное решение. Затем намеченная в первом приближении проточная часть газовой турбины обычно подвергается некоторой коррекции по соображениям технологичности и надёжности.

На втором этапе проектирования целесообразно решить задачу многорежимной оптимизации лопаточных венцов газовой турбины в «твёрдых», то есть заданных меридианных обводах проточной части со скольжением роторов каскадов, используя модернизированный программный комплекс **GT_2.OPT**. В качестве независимых переменных можно использовать давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, характер изменения углов α_1 потока за направляющими лопатками вдоль радиуса и распределения вдоль радиуса углов δ тангенциального наклона направляющих лопаток.

В качестве примера практической реализации подхода, изложенного выше, рассмотрим некоторые итоги многорежимной компьютерной оптимизации проточной части газовой турбины авиационного турбовального двигателя. Турбина имеет четыре ступени (рис.3.20). Две ступени турбины высокого давления (ТВД) приводят в действие воздушный компрессор, две ступени турбины низкого давления (ТНД) передают мощность воздушному винту вертолёта. Каскады роторов ТВД и ТНД не связаны между собой механически, причём на всех режимах ротор ТНД вращается медленнее, чем ротор ТВД.

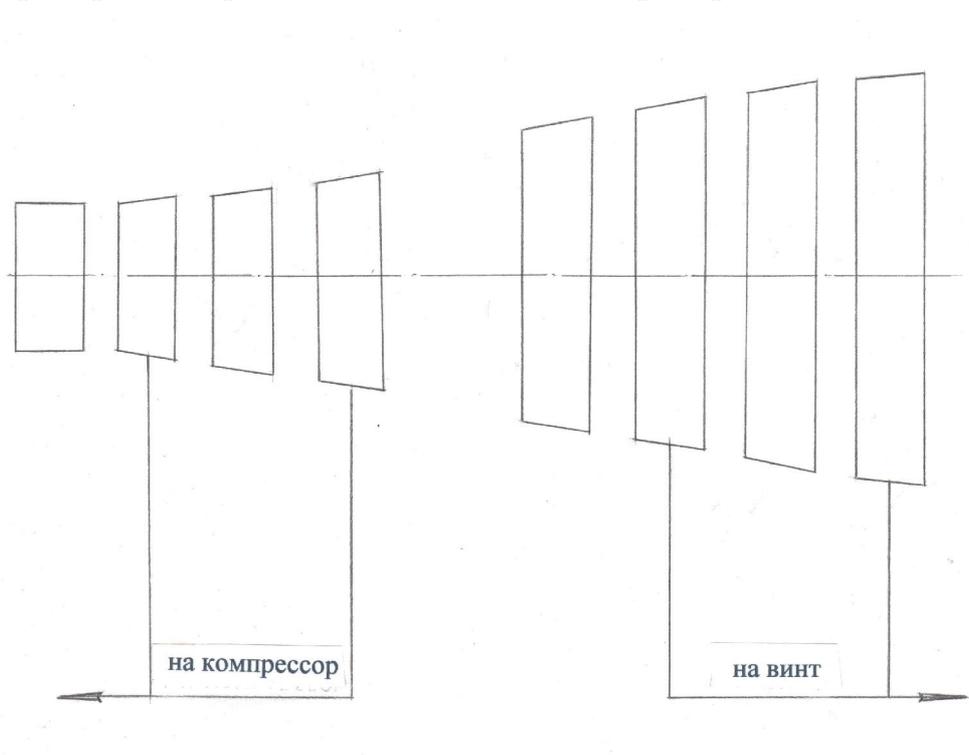


Рис.3.20. Схема проточной части четырёхступенчатой газовой турбины.

Рассмотрим результаты многорежимной оптимизации этой газовой турбины со скольжением роторов. Целевая функция оптимизации - многорежимный внутренний КПД турбины (формула 3.24). Задача компьютерной оптимизации - найти его максимум. Турбина оптимизировалась на пяти режимах:

0. Взлётный (высота $H=0$ км, относительное условное время (см. формулу 3.24) работы на режиме $\tau=0,05$). На этом режиме проектируется

турбина в двухмерной постановке задачи. Далее в синтезированной на каждом шаге поиска проточной части турбины выполняются проверочные расчёты на четырёх переменных режимах в одномерной постановке задачи:

1. Максимальный продолжительный ($H=1$ км, $\tau=0,4$).
2. Максимальный крейсерский ($H=2$ км, $\tau=0,39$).
3. Половина максимального крейсерского ($H=6$ км, $\tau=0,04$).
4. Земной малый газ ($H=0$ км, $\tau=0,12$).

Затем вычисляется целевая функция: многорежимный внутренний КПД всей турбины. Суммарное условное время для всех режимов равно единице.

На первом этапе применялась компьютерная программа **GT_1.OPT** многорежимной компьютерной оптимизации газовой турбины в «жидких» меридианных обводах проточной части. При этом использовалась кинематика потока реальной, высокоэкономичной и надёжной вертолётной турбины - прототипа. В режиме диалога с персональным компьютером (ПК) была сформирована проточная часть исходного **варианта 1** турбины. При этом ТВД развивает мощность, необходимую для привода компрессора, а ТНД - достаточную для привода винта, при общем высоком уровне внутреннего КПД η всей турбины.

На втором этапе (варианты 2 и 3) применялась компьютерная программа **GT_2.OPT** многорежимной оптимизации газовой турбины со скольжением роторов в «твёрдых» меридианных обводах проточной части, определённых в варианте 1. Во всех вариантах в процессе оптимизации мощность турбины компрессора на взлётном режиме (режиме проектирования) **программно** поддерживалась постоянной, так что компрессор всегда находился на этом режиме в расчётной точке.

Вариант 2 получен в результате компьютерной оптимизации всей турбины только на режиме проектирования, без учета её показателей на переменных режимах. В качестве целевой функции привлекался внутренний КПД η проточной части всей турбины. Варьируемыми

независимыми переменными служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, кроме давления p_{2n} за последней ступенью, которое во всех вариантах расчёта поддерживалось постоянным. Затем определялись показатели турбины на четырех переменных режимах и вычислялся многорежимный КПД.

Вариант 3 получен в результате многорежимной компьютерной оптимизации всей турбины. Варьируемыми независимыми переменными также служили давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, кроме давления p_{2n} за последней ступенью, которое во всех вариантах расчёта поддерживалось постоянным.

Основные итоги многорежимной оптимизации турбины представлены в таблице 3.16.

Таблица 3.16

Приращение внутреннего КПД всей турбины, %

Варианты	1	2	3
Многорежимный	0	0,66	1,31
Режим 0	0	0,60	0,17
Режим 1	0	0,65	1,19
Режим 2	0	0,64	1,20
Режим 3	0	0,55	1,65
Режим 4	0	1,29	2,26

Приращение мощности силовой турбины, %

Варианты	1	2	3
Режим 0	0	2,0	1,4
Режим 1	0	1,7	2,8
Режим 2	0	1,6	2,7
Режим 3	0	1,4	3,7
Режим 4	0	3,3	11

Выполним анализ результатов, представленных в таблице 3.16. Исходный **вариант 1**, использующий кинематику потока реально существующей турбины - прототипа, на всех режимах проигрывает **вариантам 2 и 3**, полученным в результате компьютерной оптимизации. Вариант 3 по сравнению с вариантом 2 ещё раз наглядно иллюстрирует **целесообразность именно многорежимной оптимизации** проточных частей осевых тепловых турбин, в том числе и газовых турбин со скольжением роторов, так как заметный рост мощности силовой турбины на всех режимах обеспечит улучшение манёвренных свойств вертолета.

Таким образом, за счёт использования двух оптимизационных программных комплексов: **GT_1.OPT** в «жидких» и **GT_2.OPT** в «твёрдых» меридианных обводах проточной части, удаётся эффективно и в сжатые сроки решать проблему многорежимной компьютерной оптимизации проточной части газовой турбины со скольжением роторов на первом этапе её проектирования.

3.4.4. Многорежимная оптимизация биротативной газовой турбины турбовального двигателя

Уже несколько последних десятилетий обсуждается целесообразность применения биротативных (с каскадами, имеющими различные частоты и противоположное направление вращения рабочих колес) тепловых турбин. Идея эта не нова. Свыше ста лет назад братья Юнгстрем создали центробежную биротативную паровую турбину с проточной частью, состоящей только из рабочих колес, без направляющих аппаратов [35].

В капитальной монографии [35] по теории турбомашин развиты также и основы теории осевых биротативных турбин. В ней доказано, что две биротативные рабочие решетки способны развить такую же мощность, что и обычная осевая турбинная ступень, имея при этом в 2 раза меньшую окружную скорость. Это важное свойство биротативной турбины, упрощает, например, передачу мощности двухрядному винту винтовентиляторного двигателя без применения редуктора [62]. В монографии [35] также подчёркивается, что биротативные турбины -

высокорреактивные. Так, в схеме из двух биротативных рабочих колёс (РК) второе имеет кинематическую степень реактивности, равную единице ($\rho_k = 1$) [35]. А из общей теории осевых тепловых турбин [35] известно, что с ростом степени реактивности получить заданную удельную мощность в осевой реактивной турбинной ступени при заданном располагаемом перепаде энтальпий можно, только увеличивая окружную скорость по сравнению с активной ступенью, что нежелательно для ТНД турбовального авиационного двигателя.

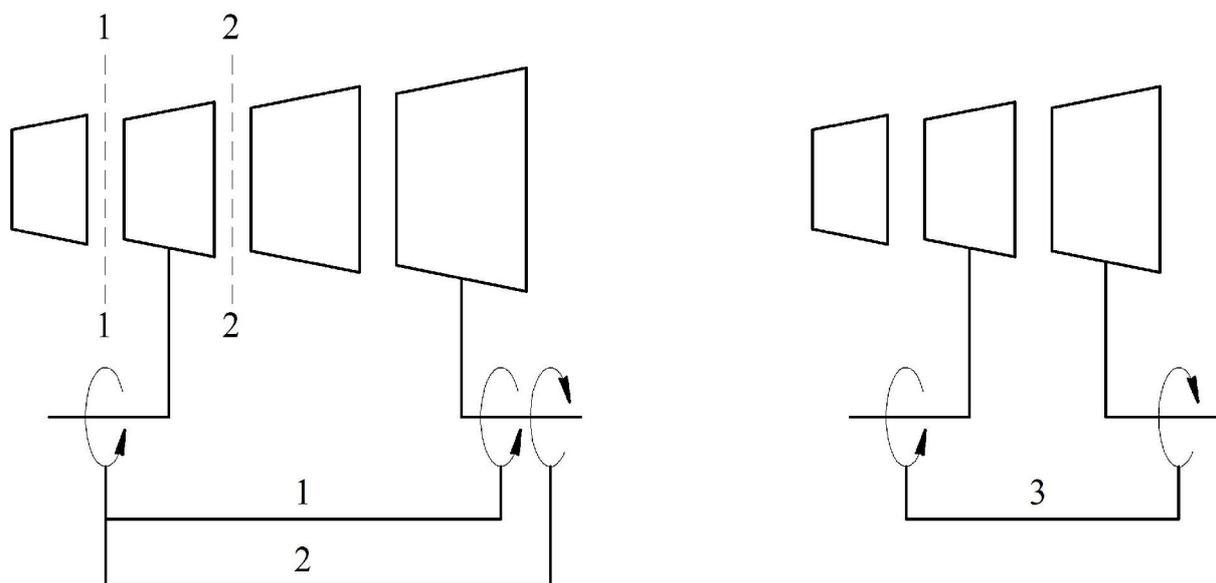


Рис.3.21. Схемы вариантов турбины: 1 — обычного типа, 2 - биротативная с направляющим аппаратом в ТНД, 3 - биротативная без направляющего аппарата в ТНД.

Наиболее заманчиво применение биротативной газовой турбины в газотурбинных установках для газоперекачивающих станций, для судов и турбовальных авиационных двигателей, имеющих ТНД, не связанную механически с ТВД. По сравнению с традиционной схемой, где ротора ТВД и ТНД вращаются с разными частотами, но в одну сторону, обсуждаются схемы с разными частотами и противоположным вращением роторов при наличии неподвижного направляющего аппарата первой ступени ТНД и даже без него (рис.3.21). Обычно рассматриваются одноступенчатые конструкции ТВД и ТНД. При этом ТВД, как правило, представляет собой высоконагруженную осевую турбинную ступень, перерабатывающую большой перепад энтальпий при существенно не осевом выходе с отрицательной (против

направления вращения) закруткой потока за ступенью. Собственно говоря, только в этом случае и есть смысл использовать биротативную схему. Применение высоконагруженных ступеней, несмотря на их невысокую экономичность, в ряде случаев упрощает решение проблемы охлаждения проточной части высокотемпературной газовой турбины.

Направляющий аппарат ТНД в биротативной схеме будет иметь заметно меньший угол поворота потока по сравнению с обычной, что должно привести к снижению в нём профильных и вторичных потерь. В некоторых случаях, возможно, есть смысл вообще отказаться от применения направляющего аппарата в ТНД и получить все связанные с этим преимущества. Иногда обсуждается применение двухступенчатой биротативной турбины, приводящей в действие каскады компрессора высокого и низкого давлений. В этом случае, однако, в компрессоре возникает дополнительный разворот потока между каскадами, имеющими различное направление вращения, который увеличит потери кинетической энергии в нём.

В рассмотренных выше примерах возможного использования биротативных схем преобладают общие рассуждения, и не применялась многорежимная компьютерная оптимизация проточных частей турбин. Мало изучены характеристики биротативных турбин в широком диапазоне режимных параметров.

Цель представленного ниже исследования состоит в том, чтобы на примере многорежимной компьютерной оптимизации проточной части двухступенчатой (ТВД и ТНД) газовой турбины конкретного турбовального двигателя сравнить обычный и биротативный вариант её конструктивного выполнения [62].

Для решения поставленной задачи разработан авторский программный комплекс **ОРТВГТ**, реализованный с использованием метода структурного программирования. Рабочее тело - реальный газ. Лопаточные венцы могут иметь закрытую, открытую системы охлаждения или быть не охлаждаемыми. Для открытой системы рассмотрен конвективно-пленочный способ охлаждения, который наиболее распространен в конструкциях современных газовых турбин.

Программный комплекс **ОПТВГТ** дает возможность поиска оптимального варианта проточной части охлаждаемой биротативной газовой турбины со скольжением роторов в широком диапазоне режимов в двухмерной постановке задачи на режиме проектирования и в одномерной постановке задачи на переменных режимах с учетом конструктивных, технологических и прочностных ограничений. В качестве способа нелинейной оптимизации применен рассмотренный выше гибридный метод Гаусса-Зейделя и метода прямого упорядочения вариантов по критерию эффективности, показавший высокую надежность и эффективность при решении сложных многомерных задач с большим числом нелинейных ограничений в виде равенств и неравенств.

Программный комплекс **ОПТВГТ** представляют собой оригинальный отечественный программный продукт и позволяет решить практически любую представляющую технический интерес задачу многорежимной оптимизации проточной части многоступенчатой осевой газовой турбины, как обычного типа, так и биротативной.

Комплекс **ОПТВГТ** следует использовать для оптимизации проточных частей обычных и биротативных турбин в «твёрдых» меридианных обводах, с заданными диаметрами и высотами лопаточных венцов. Этот комплекс рекомендуется применять как при новом проектировании, так и при решении задач модернизации проточных частей газовых турбин.

Ядро математической модели этого комплекса составляет проектировочный газодинамический расчет проточной части газовой турбины в двухмерной постановке задачи, в сочетании с одномерными проверочными расчётами (см. главу 1). Расчетные сечения 1-1 и 2-2 располагаются в межвенцовых зазорах проточной части. Проектировочные и проверочные расчеты на каждом шаге поиска выполняются для дозвуковых и сверхзвуковых скоростей газа с учетом их радиальных составляющих. Для учета потерь кинетической энергии применены полуэмпирические зависимости, полученные, в основном, по результатам обширных экспериментальных исследований модельных и натуральных турбин, а не плоских решеток профилей (см. главу 2).

В качестве независимых переменных можно использовать давления p_1 и p_2 в потоке перед и за лопаточными венцами, характер изменения углов α_1 потока вдоль радиуса за направляющими лопатками и распределения вдоль радиуса углов δ_1 тангенциального наклона направляющих лопаток.

Рассмотрим результаты компьютерной оптимизации двухступенчатой газовой турбины конкретного турбовального двигателя со скольжением роторов с помощью программного комплекса **ОРТВГТ**. Исследовались три варианта конструктивной схемы турбины (рис.3.21):

Вариант 1: обычного типа, с одинаковым направлением вращения роторов ТВД и ТНД;

Вариант 2: биротативная с направляющим аппаратом в ТНД;

Вариант 3: биротативная без направляющего аппарата в ТНД.

Оптимизация проточных частей турбин проводилась в «твёрдых» меридианных обводах, с заданными диаметрами и высотами лопаточных венцов.

На *первом этапе* для трёх указанных вариантов компьютерная оптимизация выполнялась на режиме проектирования, в качестве которого был принят взлётный режим (высота $H=0$). Закрутка потока лопаточных венцов во всех вариантах выполнялась по закону потенциального вихря. Давление и температура торможения газа на входе в турбину, массовый расход и давление в потоке газа за турбиной, частоты вращения роторов во всех вариантах были одинаковы и не варьировались. В силу умеренной температуры торможения газа перед турбиной (900 С) лопаточные венцы не имели охлаждения. В качестве независимых переменных привлекались давления в потоке перед и за лопаточными венцами. Во всех создаваемых компьютером в процессе оптимизации вариантах мощность турбины компрессора на режиме проектирования **программно** поддерживается постоянной, так что компрессор на любой итерации всегда находится на этом режиме в расчётной точке. Основные результаты компьютерной оптимизации представлены в таблице 3.17.

Итак, биротативная турбина (вариант 2) имеет на 0,4% КПД выше, чем обычная (вариант 1). Рост КПД обусловлен увеличением на 0,8% КПД второй ступени. Причина повышения её КПД состоит в том, что

суммарный коэффициент потерь кинетической энергии в направляющем аппарате ТНД биротативной турбины снизился на 1,1% по сравнению с турбиной обычного типа вследствие уменьшения на 77 градусов угла поворота потока в нём.

Таблица 3.17

Вариант турбины	1	2	3
Внутренний КПД всей турбины, %	80,2	80,6	70,2
Внутренний КПД второй ступени, %	68,3	69,1	51,8
Коэффициент потерь в НА ТНД, %	9,4	8,3	0,0
Угол α_2^* выхода потока из ТНД, град	84,2	83,8	69,5
Скорость c_2 потока за ТНД, м/с	262,1	261,7	390,5

Биротативная турбина без направляющего аппарата в ТНД (вариант 3) развивает КПД на 10% ниже, чем вариант 1. При этом КПД второй ступени, несмотря на отсутствие потерь кинетической энергии в НА, снизился на 16,5% по сравнению с вариантом 1. Основной причиной снижения КПД сугубо реактивной ($\rho_k=1,4$) ступени ТНД, которая представляет собой только рабочую решётку, являются чрезмерно большие потери кинетической энергии с выходной скоростью c_2 потока (табл. 3.17). В самом деле, в вариантах 1 и 2 примерно 65% располагаемого перепада энтальпий на ТНД перерабатывается в НА и только 35% - в РК, а в варианте 3 весь этот перепад падает только на рабочую решётку. При этом скорость w_2 становится сверхзвуковой ($M_{w_2}=1,09$). Поэтому, вследствие низкой экономичности, вариант 3 исключаем из дальнейшего рассмотрения.

Вообще, идеальным вариантом 3 могла бы служить классическая двухвенцовая (по числу рабочих решёток) ступень скорости [35], если для неё перейти к биротативной схеме и отказаться от направляющего аппарата второй ступени. В этом случае располагаемым перепадом энтальпий для рабочей решётки второй ступени является только удельная кинетическая энергия $c_2^2/2$ на выходе из первой ступени. Но при этом удельная мощность, развиваемая первой ступенью, будет в три раза больше, чем у второй ступени. Однако, такое соотношение

мощностей между ТВД и ТНД не характерно для газовых турбин турбовальных двигателей.

На *втором этапе* выполнялась многорежимная компьютерная оптимизация вариантов 1 и 2 двухступенчатой газовой турбины конкретного турбовального двигателя со скольжением роторов с помощью программного комплекса **ОПТВГТ**.

В качестве целевой функции принят осредненный по всем режимам внутренний КПД η_T (формула (3.24)) проточной части всей газовой турбины. Задача многорежимной компьютерной оптимизации - найти его максимум. Ещё раз подчеркнём, что во всех генерируемых компьютером вариантах в процессе оптимизации мощность турбины компрессора на режиме проектирования программно поддерживается постоянной, так что компрессор всегда находится на этом режиме в расчётной точке. Турбина оптимизировалась в «твёрдых» меридианных обводах проточной части на четырёх режимах:

1. Взлетный режим (высота $H=0$ км, относительное условное время работы на режиме $\tau = 0,1$). На этом режиме проектируется турбина в двухмерной постановке задачи, причём поддерживаются принятые выше (этап 1) для этого режима условия. Далее в синтезированной на каждом шаге поиска проточной части турбины выполняются проверочные газодинамические расчёты на максимальном продолжительном 2, крейсерском 3 режимах и режиме малого газа 4 в одномерной постановке задачи при условиях:
2. Максимальный продолжительный режим ($H=0$ км, $\tau=0,2$).
3. Крейсерский режим ($H=1$ км, $\tau=0,6$).
4. Режим малого газа ($H=0$ км, $\tau=0,1$).

Затем вычисляется целевая функция: многорежимный внутренний КПД всей турбины по формуле (3.24). Основные результаты многорежимной оптимизации вариантов 1 и 2 газовой турбины конкретного турбовального двигателя представлены в таблице 3.18. Каждый из этих вариантов оптимальный и выбран ПК с тактовой частотой 1 ГГц из 533 турбин за 1 минуту 53 секунды.

Таблица 3.18

Вариант	1				2			
Многорежимный КПД, %	79,7				80,1			
Режимы работы турбины	1	2	3	4	1	2	3	4
Внутренний КПД ТНД, %	68,5	66,7	66,8	61,0	69,3	67,5	67,8	62,1
Коэффициент потерь в НА ТНД, %	9,5	9,3	9,7	9,7	8,3	8,1	8,2	8,7

Анализируя результаты расчётов, представленные в таблице, вновь можно сделать вывод о том, что биротативная турбина (вариант 2) имеет на 0,4% многорежимный внутренний КПД выше, чем обычная (вариант 1). Рост КПД обусловлен увеличением на 0,8...1,1% КПД второй ступени на всех режимах. Кинематика потока турбин оптимальных вариантов 1 и 2 получилась практически одинаковой. Поэтому основная причина повышения КПД состоит в том, что суммарный коэффициент потерь кинетической энергии в направляющем аппарате ТНД биротативной турбины снизился на 1,0...1,5% на всех режимах по сравнению с турбиной обычного типа вследствие уменьшения угла поворота потока в нём на 77 градусов на режиме проектирования.

Таким образом, многорежимная компьютерная оптимизация проточной части двухступенчатой газовой турбины конкретного турбовального двигателя со скольжением роторов показала целесообразность перехода к биротативной схеме, то есть к противоположному направлению вращения роторов ТВД и ТНД, с сохранением направляющего аппарата в ТНД.

3.5. Оптимизация турбин с учетом окружной неравномерности параметров потока

Кромочные следы

Экспериментальные исследования потока за РЛ, например, для турбинных ступеней 1-А и А-2 [76], показывают, что за ступенью обычно существует периодическая окружная неравномерность параметров потока (рис.3.22).

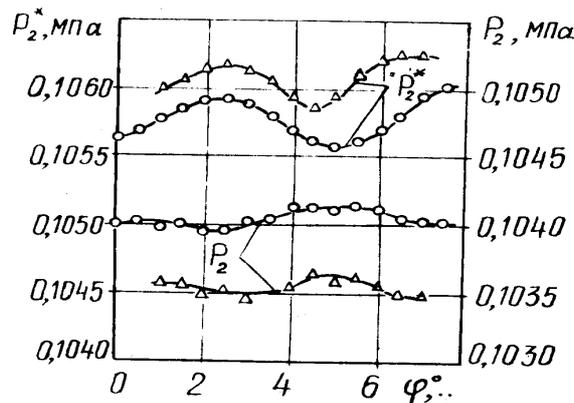


Рис. 3.22. Изменения давления торможения P_2^* и давления P_2 в потоке вдоль координаты φ . \circ – ступень 1-А, Δ – ступень А-2

Эта неравномерность имеет шаг, равный шагу НЛ, и порождается вязкими кромочными следами НЛ, которые способны проникать через вращающуюся рабочую решетку.

Проточные части ЦВД и ЦСД паровых турбин часто изготавливаются с одинаковым числом НЛ рядом расположенных ступеней. В этой связи возникла идея оптимизации взаимного окружного расположения направляющих аппаратов таким образом, чтобы кромочные следы от предыдущего НА попадали в каналы между лопатками следующего по потоку НА [76]. Для проверки этой идеи были поставлены специальные опыты с двухступенчатой турбинными отсеками 1 и А [76].

На рис.3.23 приведена зависимость относительного КПД второй ступени в отсеке 1 в функции угла φ_1 поворота диафрагмы первой ступени. Из рассмотрения рис.3.24 можно заключить, что в зависимости от взаимного окружного положения НА КПД второй ступени может

изменяться в пределах 0,6 – 0,8%. В то же время опыты с отсеком *A* не выявили оптимума взаимного окружного положения НА первой и второй ступени.

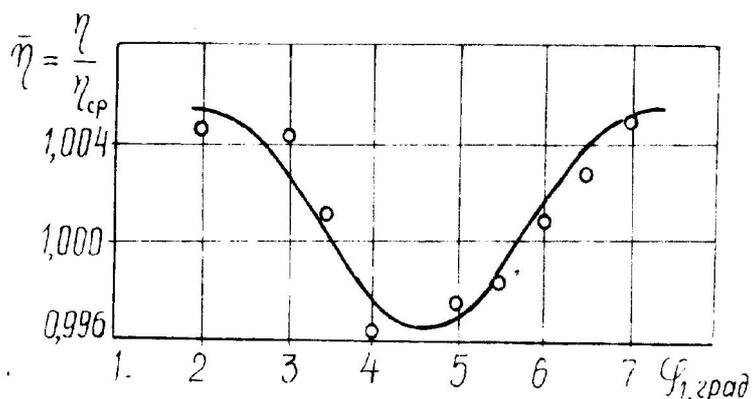


Рис.3.23. КПД второй ступени в двухступенчатом отсеке 1.

В отсеке *A* в отличие от отсека 1 кромочные следы наклонены вдоль радиуса за первой ступенью так, что при любом взаимном расположении направляющих аппаратов они будут пересекать входные кромки НЛ второй ступени [76].

Таким образом, выбор оптимального взаимного углового расположения НА с одинаковым числом НЛ можно рассматривать иногда в качестве средства повышения КПД проточных частей осевых тепловых турбин. Наиболее уместно применять рекомендации по взаимному угловому смещению направляющих лопаток для ступеней малой веерности, например, для отсеков высокого давления мощных паровых турбин, а также при малом числе сопловых лопаток с толстыми выходными кромками. В этих случаях больше шансов разместить полностью кромочный след от НЛ предыдущей ступени в канал между НЛ следующей по ходу рабочего тела ступени и получить прирост ее КПД.

Для определения местоположения кромочного следа НЛ в проточной части турбины следует выполнить проверочный газодинамический расчет в 3D постановке задачи. Ввиду трудоемкости таких расчетов, представляют интерес инженерные методы определения положения кромочного следа [49].

Если течение в межвенцовых зазорах турбины близко к цилиндрическому, то в них окружное смещение элементарной массы в окружном направлении предлагается вычислять по формуле:

$$\Delta\varphi = \delta_z / (rtg\alpha), \quad (3.26)$$

где δ_z – величина межвенцового зазора на радиусе r поверхности тока, α – угол потока в абсолютном движении на радиусе r .

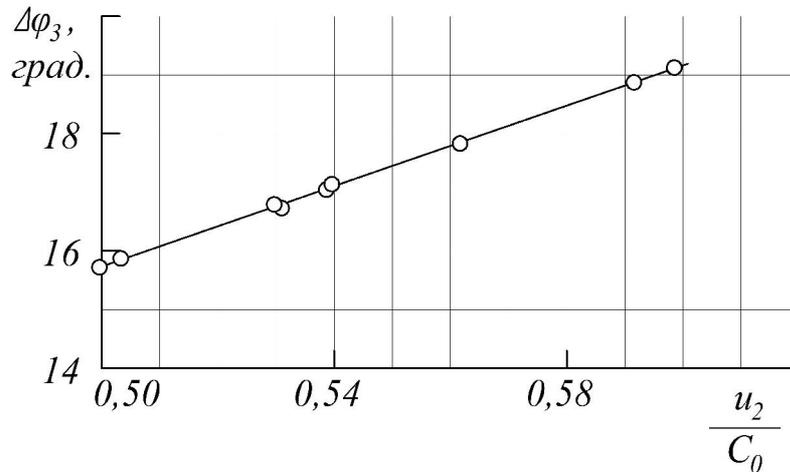


Рис. 3.24. Окружной снос кромочного следа от кромок НЛ до сечения траверсирования за РЛ. – расчет, \circ – эксперимент

При прохождении через вращающееся РК принято, что элементарные массы движутся по коническим поверхностям тока. Тогда угловой снос элементарной массы в области РК:

$$\Delta\varphi_{PK} = (2B_2 / r_1) \left((tg\beta_1 / (tg\beta_1 ctg\alpha_1 - 1) + (r_2 tg\alpha_2^*) / (r_1 (tg\alpha_2^* ctg\beta_2^* - 1)))^{-1} - ctg\beta_y / 2 \right), \quad (3.27)$$

где B_2 – ширина РЛ; r_1, r_2 – радиусы конической поверхности тока на входе и выходе из РЛ; $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2^*, \beta_2^*$ – углы потока (рис. 1.2) на радиусах r_1 и r_2 ; β_y – угол установки РЛ.

В сочетании с формулой (3.26) выражение (3.27) позволяет найти положение кромочных следов НЛ в любом сечении вдоль оси z , расположенном в межвенцовых зазорах турбины.

На рис.3.24 представлено сопоставление расчетных и опытных данных по измерению окружного сноса $\Delta\varphi_3$ следа от выходных кромок НЛ до контрольного сечения за РЛ на средних диаметрах турбинной ступени в зависимости от параметра u/C_0 [49].

Экспериментальные точки лежат на расчетной кривой, что позволяет рекомендовать формулы (3.26) и (3.27) для инженерных расчетов по оптимизации взаимного окружного расположения направляющих аппаратов рядом расположенных ступеней с одинаковым числом НЛ.

Крупномасштабная неравномерность потока

В проточных частях тепловых (газовых и паровых) турбин неизбежно присутствует крупномасштабная окружная неравномерность параметров газа или пара. На входе в проточную часть газовых турбин это, прежде всего, неравномерность температуры торможения газа, обусловленная конечным числом форсунок или горелок [1]. В паровых турбинах, например, подвод пара к цилиндру низкого давления (ЦНД) осуществляется через несколько трубопроводов, поэтому перед сопловым аппаратом (СА) первой ступени возникает окружная неравномерность давления торможения пара.

Под влиянием этих неравномерностей за СА первой ступени тепловой турбины формируются неравномерные вдоль окружности поля параметров, скоростей и углов потока. Поэтому рабочие лопатки, особенно первой ступени газовой турбины, за один оборот ротора обтекаются неравномерным по окружности потоком газа с углами атаки. Это приводит к снижению КПД ступени по сравнению с вариантом равномерного по окружности потока на входе в ступень, что подтверждено экспериментально [1].

В связи с изложенным выше, на этапе проектирования возникает проблема выбора оптимальных геометрических параметров лопаточных венцов ступеней тепловой турбины таким образом, чтобы обеспечить максимум её КПД при неравномерном по окружности потоке газа или пара на входе в турбину.

Для решения поставленной задачи можно применить идеи многорежимной компьютерной оптимизации проточных частей осевых тепловых турбин, развитые выше. По-существу, при неравномерном по окружности поле параметров торможения газа или пара перед турбиной рабочие лопатки за один оборот ротора применяются для выработки мощности на множестве режимов, только один из которых номинальный, на котором выполнено их проектирование, а остальные являются переменными.

Сформулируем основные допущения, принятые в математической модели задачи многорежимной компьютерной оптимизации ступени тепловой турбины при неравномерном поле параметров торможения газа или пара на входе:

1. Рассматривается двухмерный поток газа или пара на режиме проектирования и одномерный – на переменных режимах.
2. Применяя известную теорему о среднем, непрерывные эпюры распределения параметров по окружности на входе в турбину заменяем на несколько участков с постоянным для каждого из них температурой и давлением торможения (например, см. рис.4.24, [1]). Каждый из этих участков длиной $\Delta l = \Delta\varphi \cdot r_0$, где $\Delta\varphi$ - угловой размер участка на окружности в радианах, r_0 - средний радиус НЛ на входе в ступень, формирует переменный режим работы турбины с временем пересечения этого участка рабочими лопатками $\Delta\tau = \Delta l / (\omega \cdot r_0)$.
3. Обтекание рабочих лопаток принимается квазистационарным. Потерями от нестационарного обтекания рабочих лопаток, возникающими при их переходе из одного участка в другой, пренебрегаем.
4. В проточной части турбины отсутствует смешение потоков, протекающих через участки с различными начальными параметрами газа. В принятой модели предполагается, что между участками как бы имеются непроницаемые и нетеплопроводные стенки, препятствующие обменным процессам во всем объёме газа или пара.

Допущения 3 и 4 были предложены и уже использовались при исследовании влияния окружной неравномерности температуры торможения газа на входе в первую ступень газовой турбины на её характеристики [1].

Принятые допущения 1...4 дают возможность выбрать целевую функцию задачи многорежимной компьютерной оптимизации ступени тепловой турбины с окружной неравномерностью параметров торможения на входе. В качестве целевой функции принят внутренний КПД, осредненный по всем выделенным участкам подвода газа или пара, которые формируют режимы работы ступени тепловой турбины:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\sum_{q=1}^t (\eta \cdot \Delta\tau_y)_q}{\sum_{q=1}^t (\Delta\tau_y)_q}, \quad (3.28)$$

где t - количество выделенных участков подвода, η - внутренний КПД, $\Delta\tau_y$ - условное время пересечения рабочей лопаткой соответствующего участка,

$$\Delta\tau_y = \Delta\tau \cdot (G \cdot H_0 / (G \cdot H_0)_{ном}), \quad (3.29)$$

$\Delta\tau$ - время, G - массовый расход, H_0 - располагаемый изоэнтропийный перепад энтальпий на переменном и номинальном режимах.

Для практического решения проблемы многорежимной компьютерной оптимизации ступени тепловой турбины при окружной неравномерности параметров газа или пара на входе в качестве виртуальных стендов применены упомянутые выше программные комплексы многорежимной оптимизации паровых и газовых турбин.

Газовая турбина

На входе в газовую турбину авиационных двигателей практически всегда присутствует радиальная и окружная неравномерности параметров газа. Радиальная неравномерность создается намеренно, по соображениям прочности РЛ первой ступени. Окружная неравномерность обусловлена конечным числом форсунок или горелок. Влияние этих неравномерностей на входе в первую ступень газовой турбины на её характеристики исследовано, например, в монографии [1].

Развитый выше подход к решению проблемы многорежимной компьютерной оптимизации первой ступени при неравномерном поле температур торможения газа на входе дает возможность реализовать конкретные практические задачи её оптимального проектирования.

Для решения проблемы компьютерной оптимизации первой ступени газовой турбины турбовального двигателя на номинальном режиме были заданы её меридианные обводы проточной части и следующие исходные данные:

1. Параметры торможения газа на входе в ступень:
давление 1,4 МПа, температура 1500 К.
2. Расход газа на входе в ступень 7 кг/с.
3. Давление в потоке газа за ступенью 0,612 МПа.

Принято, что ступень создается на номинальном режиме, но работает на двух переменных режимах: максимальном с температурой торможения 1600К и условным временем $\Delta\tau_y = 0,52$ и минимальном с температурой торможения 1400К и условным временем $\Delta\tau_y = 0,48$. Суммарное условное время за один оборот ротора равно единице. Основные результаты исследований представлены в таблице 3.19.

Таблица 3.19

Вариант	OUT1	OUT2
$\Delta\eta_{\max}, \%$	0	1,7
$\Delta\eta_{\min}, \%$	0	-0,1
$\Delta\eta_{\Sigma}, \%$	0	0,8
$\Delta N, \%$	0	1,2

Дадим комментарии вариантам первой ступени, представленным в таблице. Подчеркнем, что оба варианта ступеней проектировались для одинаковых: меридианных обводах проточной части, параметрах торможения и расходах на входе и давлениях в потоке газа за ступенью. Количество сопловых и рабочих лопаток, закрутка потока ($\alpha_1 = const$), параметры системы охлаждения и конструкции диафрагменных и бандажных уплотнений в этих вариантах приняты также одинаковыми. Проектировочные расчеты выполнялись на пяти радиусах на номинальном режиме, проверочные расчеты - по средним диаметрам на максимальном и минимальном режимах.

OUT.1- вариант ступени, полученный в результате компьютерной оптимизации только на номинальном режиме, для которого затем дополнительно были выполнены проверочные расчеты на максимальном и минимальном режимах и вычислена целевая функция - многорежимный внутренний КПД η_Σ . В качестве варьируемой независимой переменной использовалось давление p_1 в корневом сечении за сопловыми лопатками. Таким образом, показатели переменных режимов при генерации ступени варианта **OUT.1** не учитывались.

OUT.2 - вариант ступени, полученный в результате многорежимной компьютерной оптимизации по изложенной выше методике. В качестве варьируемой независимой переменной также использовалось давление p_1 в корневом сечении за сопловыми лопатками. Прирост внутреннего КПД $\Delta\eta_\Sigma$ и мощности ΔN по сравнению с вариантом **OUT.1** составляет около 1%, что уже представляет несомненный технический интерес.

Таким образом, возможность и целесообразность многорежимной компьютерной оптимизации турбинной ступени при неравномерном на входе поле температур торможения газа можно считать доказанной.

Паровая турбина

Для паровых турбин с сопловым парораспределением значительная окружная неравномерность параметров пара, особенно на режимах дросселирования, характерна для ЦВД вследствие парциального подвода пара. Эта проблема хорошо изучена экспериментально, обобщена в ряде работ [17,96] и здесь не рассматривается.

В то же время, например, подвод пара к ЦНД обычно осуществляется через несколько трубопроводов, поэтому перед сопловым аппаратом первой ступени возникает окружная неравномерность давления торможения пара.

Развитый выше подход к решению проблемы многорежимной компьютерной оптимизации первой ступени при неравномерном поле давлений торможения пара на входе в ЦНД дает возможность реализовать конкретные практические задачи её оптимального проектирования.

Многорежимная оптимизация, выполненная для первой ступени ЦНД по аналогии с первой ступенью газовой турбины, показали, что разница в углах потока ступени оптимального варианта по сравнению с исходным вариантом находится в пределах точности изготовления и сборки лопаточных венцов. Многорежимный внутренний КПД η_{Σ} и мощность N оптимального варианта увеличились всего на 0,01% по сравнению с исходным вариантом. Это объясняется тем, что неравномерность полных давлений на входе в ЦНД невелика из-за умеренных скоростей пара в подводящих ресиверах (около 50 м/с) и ею в инженерных расчетах можно пренебречь.

Развитый выше подход к оптимизации проточных частей первых ступеней ЦНД с окружной неравномерностью давления торможения пара на входе может быть распространён и на другие случаи оптимального проектирования ступеней и отсеков паровых турбин с окружными неравномерностями параметров различного типа. Для отсеков паровых турбин, кроме неравномерности пара на входе, можно учесть неравномерности, обусловленные наличием регенеративных отборов и выходных патрубков. При этом для практического решения поставленных задач достаточно располагать программным комплексом многорежимной оптимизации проточных частей паровых турбин, формируя соответствующий набор переменных режимов, в том числе и с учетом изложенной выше методики.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абианц, В.Х. Теория авиационных газовых турбин [Текст]: монография / В.Х.Абианц . -М., 1979.-246 с.
2. Агафонов,Б.Н., Афанасьева,Н.Н., Кириллов,А.И., Храбров,П.В. Влияние протечки рабочего тела в межвенцовый зазор у корня турбинной ступени на её КПД [Текст] / Б.Н.Агафонов, Н.Н.Афанасьева, А.И.Кириллов, П.В.Храбров // Труды ЦКТИ им. И.И.Ползунова. -1981. № 186 -С.96-101.
3. Алексеев, О.Н., Кириллов, А.И., Лапшин, К.Л., Черников, В.А. Исследование турбинных ступеней с навалом сопловых лопаток[Текст] / О.Н.Алексеев,А.И.Кириллов,К.Л.Лапшин, В.А.Черников // Труды ЛПИ им.М.И.Калинина. - 1969. № 310- С.35-40.
4. Алексеева, Р.Н., Бойцова, Э.А. Приближённая методика определения аэродинамических потерь в веерных решётках турбинных лопаток [Текст] /Р.Н.Алексеева, Э.А.Бойцова // Теплоэнергетика. -1973. №12- С.21-25.
5. Аронов, Б.М., Жуковский, М.И., Журавлев, В.А. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин [Текст]: монография / Б.М.Аронов, М.И.Жуковский, В.А.Журавлев.-М., 1975. -192 с.
6. Аронов, Б.М., Мамаев, Б.И. О выборе значения конструктивного угла входа в проектируемой турбинной решётке [Текст] / Б.М.Аронов,Б.И.Мамаев // Теплоэнергетика. -1972. № 8- С.32-35.
7. Афанасьева, Н.Н., Бусурин, В.Н., Гоголев, И.Г., Кириллов А.И., Лапшин К.Л. и др. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин [Текст]: монография / Н.Н.Афанасьева, В.Н.Бусурин,И.Г.Гоголев, А.И.Кириллов, К.Л.Лапшин и др.-Л., 1980.-263с.
8. Балъе, О.Е. Анализ характеристик плоских решёток и их применение к расчёту проточных частей турбомашин [Текст]: монография / О.Е.Балъе, -Энергетические машины и установки. -1968. Т.90. № 4-С.1-42.
9. Бойко,А.В., Говорущенко,Ю.Н. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин [Текст]: монография / А.В.Бойко, Ю.Н.Говорущенко. -Х., 1989. -217с.
10. Боровков, В.М., Казаров, С.А., Кутахов, А.Г. и др. Моделирование на персональном компьютере стационарных режимов работы ПТУ[Текст]/

В.М.Боровков, С.А.Казаров, А.Г.Кутахов и др. // Теплоэнергетика. - 1991.№ 11- С.58-61.

11. Боровков, В.М., Демидов, О.И., Казаров, С.А. и др. Тепловые схемы ТЭС и АЭС [Текст]: монография / В.М.Боровков, О.И.Демидов, С.А.Казаров и др. -СПб., 1995. -392с.

12. Гоголев И.Г., Климцов А.А., Афанасьев Р.Д., Тарасов В.В. Результаты измерения степени турбулентности потока в проточной части двухступенчатого отсека [Текст]/ И.Г.Гоголев, А.А.Климцов, Р.Д.Афанасьев, В.В.Тарасов // Изв.ВУЗов. Энергетика. -1976. № 9- С.66-70.

13. Гольцев,В.В., Кадетов,А.П. Обобщённые экспериментальные зависимости для определения коэффициентов профильных потерь в турбинных решётках [Текст]/ В.В.Гольцев, А.П.Кадетов // Труды ЦИАМ. - 1977. № 786 -С.1-3.

14. Гудков, Н.Н., Бабиев, А.Н., Кириллов, В.И., Кошелев, С.А., Петрова, О.Н., Лапшин, К.Л., Ермолаев, В.В. Оптимальное проектирование проточной части цилиндра высокого давления при модернизации паровой турбины Т-100-130 [Текст] / Н.Н.Гудков, А.Н.Бабиев, В.И.Кириллов, С.А.Кошелев, О.Н.Петрова, К.Л.Лапшин, В.В.Ермолаев // Теплоэнергетика. -2007. № 4- С. 18-22.

15. Гукасова,Е.А., Михайлова,В.А., Тырышкин,В.Г. Особенности процесса обтекания концевых частей необандаженных лопаток и их влияние на КПД турбинной ступени [Текст]/ Е.А.Гукасова, В.А.Михайлова, , В.Г.Тырышкин // Теплоэнергетика. -1970. № 4-С.34-37.

16. Дейч,М.Е., Самойлович,Г.С. Основы аэродинамики осевых турбомашин[Текст]:монография/ М.Е.Дейч, Г.С.Самойлович. - М., Машгиз, 1959.-426 с.

17. Дейч,М.Е., Трояновский,Б.М. Исследования и расчёты ступеней осевых турбин [Текст]:монография/ М.Е.Дейч, Б.М.Трояновский. -М., 1964.

18. Дейч, М.Е., Филиппов, Г.А., Лазарев, Л.А. Атлас профилей решёток осевых турбин [Текст] / М.Е.Дейч, Г.А.Филиппов, Л.А.Лазарев.- М.,1965.-96 с.

19. Дейч, М.Е., Фролов, В.В., Баранов, В.А. и др.Исследование влияния протечки через корневой зазор на КПД ступени при различных схемах уплотнения зазора [Текст] / М.Е.Дейч, В.В.Фролов, В.А.Баранов и др. // Труды МЭИ. -1972. вып.99- С.15-21.

20. Дейч, М.Е., Фролов, В.В., Баранов, В.А., Кругленков, Г.А. Экспериментальное исследование влияния протечки через корневой зазор на КПД ступени [Текст] / М.Е.Дейч, В.В.Фролов, В.А.Баранов, Г.А.Кругленков // Теплоэнергетика. -1971. № 6-С.72-74.

21. Дентон, Дж.Д. Расчёты поля течения в осевых трансзвуковых турбинах [Текст] / Дж.Д.Дентон // Энергетич. машины и установки. -М., -1978. Т.106. № 2. -С.20-28.

22. Дондошанский, В.К., Дергач, В.Ф., Либенсон, М.Н., Либерман, М.А. Расчёт и испытания проточной части газотурбинного двигателя [Текст]: монография / В.К.Дондошанский, В.Ф.Дергач, М.Н.Либенсон, М.А.Либерман. -Л., 1972. -352 с.

23. Дорфман, Л.А. Численные методы в газодинамике турбомашин [Текст]: монография / Л.А.Дорфман. - Л., 1972. -240 с.

24. Жирицкий, Г.С., Локай, В.И., МаксUTOва, М.К., Стрункин, В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст]: монография / Г.С.Жирицкий, В.И.Локай, М.К.МаксUTOва, В.А.Стрункин. -М., 1971. -620 с.

25. Жуковский, Г.В., Марченко, Ю.А., Терентьев, И.К. Тепловые расчёты паровых и газовых турбин с помощью ЭВМ [Текст]: монография / Г.В.Жуковский, Ю.А.Марченко, И.К.Терентьев. - Л., 1983. -255 с.

26. Жуковский, М.И. Аэродинамический расчёт потока в осевых турбомашинах [Текст]: монография / М.И.Жуковский. -Л., 1967. -287 с.

27. Зальф, Г.А. Тепловой расчёт стационарных газовых турбин [Текст]: монография / Г.А.Зальф. -М., 1964. -307 с.

28. Заславский, С.А., Либерман, М.А., Симкин, М.А., Сироткин, Я.А. Одномерный проверочный расчёт малоразмерных дозвуковых осевых газовых турбин на ЭВМ [Текст] / С.А.Заславский, М.А.Либерман, М.А.Симкин, Я.А.Сироткин // Энергомашиностроение. -1978. № 7-С. 13-16.

29. Зильберман, А.С., Лопатицкий, А.О., Нахман, Ю.В. и др. Дополнительные потери энергии из-за периодической нестационарности потока в рабочих лопатках турбинной ступени [Текст] / А.С.Зильберман, А.О.Лопатицкий, Ю.В.Нахман и др. // Теплоэнергетика. -1973. № 10 -С.55-59.

30. Зысина-Моложён, Л.М., Жуковский, М.И., Гукасова, Е.А. и др. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов паровых и газовых турбин [Текст]: монография / Л.М. Зысина-Моложён, М.И.Жуковский, Е.А. Гукасова и др. -М., 1960. -340 с.

31. Катсанис, Т. Использование квазиортогоналей для расчёта потока в турбомашинах [Текст] / Т.Катсанис // Энергетические машины и установки. -1966. Т.8. № 2- С.94-101.

32. Кириллов, А.И. Зависимость профильных потерь турбинных решёток от угла атаки [Текст] / А.И.Кириллов // Труды ЛПИ им. М.И.Калинина. - 1968. № 297- С.18-21.

33. Кириллов, А.И., Афанасьева, Н.Н., Калотка, Я., Оленников, С.Ю. Приближённый метод расчёта осесимметричного потока в турбинной ступени с учётом реальных особенностей течения[Текст] / А.И.Кириллов, Н.Н.Афанасьева, Я.Калотка, С.Ю.Оленников // Изв. ВУЗов. Энергетика. - 1984. № 12- С.53-60.

34. Кириллов, И.И., Лапшин, К.Л., Саливон, Н.Д., Черников, В.А. Принципы аэродинамического проектирования высоконагруженных ступеней для стационарных газовых турбин [Текст]/ И.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, Н.Д.Саливон, В.А.Черников // Энергомашиностроение. - 1985. №2 - С.2-5.

35. Кириллов, И.И. Теория турбомашин [Текст]: монография / И.И.Кириллов.- Л., 1972. -536 с.

36. Кириллов, И.И., Агафонов, Б.Н., Афанасьева, Н.Н. и др. Исследования и отработка ступеней для высокотемпературных газовых турбин [Текст] / И.И.Кириллов, Б.Н.Агафонов, Н.Н.Афанасьева и др// Теплоэнергетика. -1983. № 3- С.50-55.

37. Кириллов, И.И., Иванов, В.А., Кириллов, А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки [Текст]: монография / И.И.Кириллов, В.А.Иванов, А.И.Кириллов. -Л., 1978.-276 с.

38. Кириллов, И.И., Лапшин, К.Л., Гаев, В.Д. О влиянии протечек через открытый корневой зазор на потери энергии в турбинной ступени [Текст] / И.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, В.Д.Гаев // Изв.ВУЗов. Энергетика. -1984. № 7-С.90-93.

39. Кириллов, И.И., Лапшин, К.Л., Садовничий, В.Н., Матвеев, В.А., Неженцев Ю.Н. Характеристики турбинных ступеней средней верности со сниженным градиентом степени реактивности [Текст]/ И.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, В.Н.Садовничий, В.А.Матвеев, Ю.Н.Неженцев // Теплоэнергетика. -1981. № 12- С.35-38.

40. Кириллов, И.И., Лапшин, К.Л., Фомин, В.С. К выбору коэффициентов расхода через корневое уплотнение и разгрузочные

отверстия рабочего колеса турбинной ступени [Текст] / И.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, В.С.Фомин // Изв. ВУЗов. Энергетика. -1983. № 12- С.79-81.

41. Ключников, Г.М., Стрункин, В.А. Исследование влияния степени реактивности на рабочий процесс турбинной ступени [Текст] / Г.М.Ключников, В.А.Стрункин // Теплоэнергетика. -1966. № 10- С.70-72.

42. Копелев, С.З. Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей [Текст]: монография / С.З.Копелев. -М., 1984. -224 с.

43. Кромов, А.Г. Влияние периодической нестационарности потока в турбинной ступени на потери активных лопаток [Текст] / А.Г.Кромов // Известия ВТИ. -1950. № 1-С.1-8.

44. Лапшин, К.Л. Газодинамический расчёт характеристик цилиндра низкого давления паровой турбины [Текст] / К.Л.Лапшин // Научн. исследования и инновационная деятельность. Изд.-во СПбГПУ. -2010. С. 21-30.

45. Лапшин, К.Л. Оптимизация проточной части многоступенчатой паровой турбины [Текст] / К.Л.Лапшин // Изв. АН. Энергетика. -1999. № 2- С. 84-86.

46. Лапшин, К.Л. К оценке профильных потерь при проектировании осевых тепловых турбин [Текст] / К.Л.Лапшин // Изв. ВУЗов. Энергетика. - 1983. № 9- С.73-79.

47. Лапшин, К.Л. Проектирование осевого компрессора методом кинематического моделирования [Текст] / К.Л.Лапшин // НТВ СПбГПУ. - 2014. № 4- С.188 – 195.

48. Лапшин, К.Л. Многорежимная оптимизация проточной части цилиндра низкого давления паровой турбины [Текст] / К.Л.Лапшин // Тяжёлое машиностроение. -1997. № 11- С. 6-8.

49. Лапшин, К.Л. Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин [Текст]: монография / К.Л.Лапшин.- СПб., 2011. -177с.

50. Лапшин, К.Л. О моделировании и оптимизации проточных частей тепловых турбин [Текст] / К.Л.Лапшин // Теплоэнергетика. -1983. №12- С.34-37.

51. Лапшин, К.Л. Оптимизация проточных частей отсеков низкого давления тепловых турбин [Текст] / К.Л.Лапшин // Теплоэнергетика. - 1989. № 2 -С.18-21.

52. Лапшин, К.Л. Оптимизация проточных частей паровых и газовых турбин [Текст] / К.Л.Лапшин // Труды СПбГПУ. -2004. № 491-С.176-183.

53. Лапшин, К.Л. Дополнительная мощность турбины за счёт применения диффузора за последней ступенью [Текст] / К.Л.Лапшин//НТВ СПбГПУ.-2012.№2-1(147)-С.45-48.

54. Лапшин, К.Л. Оптимизация проточных частей паровых турбин с применением «интегральных» сопловых лопаток [Текст] / К.Л.Лапшин//НТВ СПбГПУ.-2013.№1-С.61-66.

55. Лапшин, К.Л. Особенности компьютерной оптимизации проточных частей газовых турбин со скольжением роторов [Текст] / К.Л.Лапшин//НТВ СПбГПУ.-2013.№2(171)-С.73-78.

56. Лапшин, К.Л., Агафонов, Б.Н., Садовничий, В.Н., Ферафонтьев, Ю.В. Влияние корневой протечки на характеристики турбинной ступени [Текст] / К.Л.Лапшин, Б.Н.Агафонов, В.Н.Садовничий, Ю.В.Ферафонтьев // Теплоэнергетика. -1992. № 2- С. 70-72.

57. Лапшин, К.Л., Арзуманов, А.М. Оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы [Текст] / К.Л.Лапшин, А.М. Арзуманов // Теплоэнергетика. -2002. № 6- С.70-73.

58. Лапшин, К.Л., Арзуманов, А.М. Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы [Текст] / К.Л.Лапшин,А.М. Арзуманов // Теплоэнергетика.-2003. № 12.

59. Лапшин, К.Л., Михайличенко, Н.Д., Садовничий, В.Н., Фомин, В.С. Влияние закрутки лопаточного аппарата на протечки над бандажом рабочего колеса турбинной ступени [Текст] / К.Л.Лапшин, Н.Д.Михайличенко, В.Н.Садовничий, В.С.Фомин // Труды ЛПИ им. М.И.Калинина. -1982. № 384 -С.67-70.

60. Лапшин, К.Л., Садовничий, В.Н., Гаев, В.Д., Фомин, В.С.Влияние диафрагменных протечек на характеристики турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности [Текст] / К.Л.Лапшин, В.Н.Садовничий, В.Д.Гаев, В.С.Фомин // Труды ЛПИ им. М.И.Калинина. - 1984. № 402- С. 24-27.

61. Лапшин, К.Л., Рисс, В. К расчёту осевых тепловых турбин на переменных режимах [Текст] / К.Л.Лапшин, В.Рисс // Теплоэнергетика. - 1992. № 5- С. 64-66.

62. Лапшин, К.Л. Многорежимная оптимизация биротативной газовой турбины турбовального двигателя [Текст] / К.Л.Лапшин // НТВ СПбГПУ. - 2017. № 3 -С.76-80.

63. Лисичкин, Г.М., Игнатъев, Е.А. Потери от утечек рабочего тела через радиальный зазор обандаженного рабочего колеса турбин [Текст] / Г.М.Лисичкин, Е.А.Игнатъев // Изв.ВУЗов. Энергетика. -1981. № 8- С.50-56.

64. Лопатицкий, А.О., Озернов, Л.А. Дополнительные профильные потери энергии в сопловой решётке из-за периодической нестационарности потока на входе [Текст] / А.О.Лопатицкий, Л.А.Озернов // Теплоэнергетика. -1975. №12- С.44-47.

65. Лопатицкий, А.О., Озёрнов, Л.А. Исследование типовой ступени среднего давления ЛМЗ [Текст] / А.О.Лопатицкий, Л.А.Озернов // Теплоэнергетика. -1965. № 1- С.58-63.

66. Ляпис, М.А. Алгоритм и модульная программа оптимизации проточной части судовой турбины [Текст] / М.А.Ляпис // Труды Николаевского кораблестроительного института. -1977. вып.130-С. 107-117.

67. Марков, Н.М. Теория и расчёт лопаточного аппарата осевых турбомашин [Текст]: монография / Н.М.Марков.- М.-Л., 1966. - 240 с.

68. Марков, Н.М., Терентьев, И.К., Марченко, Ю.А. Коэффициенты расхода через зазор у корня лопаток в турбинных ступенях [Текст] / Н.М.Марков, И.К.Терентьев, Ю.А.Марченко // Энергомашиностроение. - 1968. № 3- С.1-4.

69. Митюшкин, Ю.А., Перевозников, А.В. Влияние ТНСЛ на потерю от утечки газа через радиальный зазор в осевой турбинной ступени [Текст] / Ю.А.Митюшкин, А.В.Перевозников // Тр. ЛКИ.-1977. вып.121- С.59-64.

70. Мухтаров, М.Х., Кричакин, В.И. Методика оценки потерь в проточной части осевых турбин при расчёте их характеристик [Текст] / М.Х.Мухтаров, В.И.Кричакин // Теплоэнергетика. -1969. № 7- С.76-79.

71. Огурцов, А.П., Марченко, Ю.А., Кременецкий, М.Д. Аэродинамические характеристики турбинной ступени с малым d_{cp}/l на основе синтеза результатов эксперимента и расчёта [Текст] / А.П. Огурцов, Ю.А.Марченко, М.Д.Кременецкий //Теплоэнергетика. -1986. № 1-С.22-25.

72. Попырин, Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок [Текст]: монография / Л.С.Попырин. - М.,1978.-415 с.

73. Попырин, Л.С. Математическое моделирование и оптимизация атомных электростанций [Текст]: монография / Л.С.Попырин.- М., 1984. -348 с.
74. Ривкин, С.А., Кремневская, Е.А. Уравнения состояния воды и водяного пара для машинных расчётов процессов и оборудования электростанций [Текст]/ С.А.Ривкин, Е.А.Кремневская // Теплоэнергетика. -1977. № 3- С.69-73.
75. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции[Текст]: монография / В.Я.Рыжкин.-М., 1967. -400 с.
76. Садовничий, В.Н., Бусурин, В.Н., Попков, В.И., Резник, А.Г., Кириллов, А.И., Лапшин, К.Л., Черников, В.А.. О распространении кромочных следов сопловых лопаток в турбинной ступени [Текст]/В.Н.Садовничий, В.Н.Бусурин, В.И.Попков, А.Г.Резник, А.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, В.А.Черников // Энергомашиностроение. - 1977. № 7-С.16-19.
77. Самойлович, Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст]: монография / Г.С.Самойлович. - М., 1975. -288 с.
78. Самойлович, Г.С., Морозов, Б.И. О коэффициентах расхода через разгрузочные отверстия турбин [Текст]/ Г.С.Самойлович, Б.И.Морозов // Теплоэнергетика. -1957. № 8- С.18-23.
79. Самойлович, Г.С., Трояновский, Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст]: монография / Г.С.Самойлович, Б.М.Трояновский. -М., 1982. -496 с.
80. Сироткин, Я.А. Аэродинамический расчёт лопаток осевых турбомашин [Текст]: монография / Я.А.Сироткин. -М., 1972. -448 с.
81. Сироткин, Я.А. Одномерный проверочный расчёт охлаждаемых газовых турбин [Текст]/ Я.А.Сироткин // Изв. АН СССР. -1980. № 1 - С.137-149.
82. Смит, Л.Х., Сюан, И. Влияние стреловидности и поперечного V лопаток на характеристики осевых турбомашин[Текст]/ Л.Х.Смит, И.Сюан // Теоретические основы инж. расчётов. -1963. Т 85. № 3- С.91-110.
83. Сопловой аппарат. А. с. 985328. / Авт.: И.И.Кириллов, К.Л.Лапшин, В.Н.Садовничий и др.- Б.И. 1986. № 48.
84. Степанов, Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей [Текст]: монография / Г.Ю.Степанов. -М., 1958. -352 с.

85. Степанов, Г.Ю. Гидродинамика решёток турбомашин [Текст]: монография / Г.Ю. Степанов. -М., 1962. -512 с.
86. Стодола, А. Паровые турбины [Текст]: монография / А.Стодола. -СПб., 1904. -254 с.
87. Терентьев, И.К., Сандовский, В.Б., Марченко, Ю.А. и др. Исследование влияния периферийных радиальных зазоров на экономичность ступеней ЦНД [Текст]/ И.К.Терентьев, В.Б.Сандовский, Ю.А.Марченко и др. // Энергомашиностроение. -1981. №10- С.7-11.
88. Топунов, А.М., Тихомиров, Б.А., Конюхов, В.Л. и др. Снижение потерь от радиальных зазоров в результате воздействия на вторичные течения[Текст]/А.М.Топунов, Б.А.Тихомиров, В.Л.Конюхов и др. // Теплоэнергетика. -1984. № 8 -С.38-42.
89. Топунов, А.М., Тихомиров, В.А. Управление потоком в тепловых турбинах [Текст]: монография / А.М.Топунов, В.А.Тихомиров. -Л., 1979. -151 с.
90. Траупель, В. Тепловые турбомашинны [Текст]: монография / В.Траупель. -М., 1961. -344 с.
91. Тунаков, А.П. Машинное проектирование элементов газотурбинных двигателей [Текст] / А.П.Тунаков // Авиастроение. Сер. Итоги науки и техники. -М., 1977. Т.4-С.103-220.
92. Тунаков, А.П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей [Текст]: монография / А.П.Тунаков. -М.,1979.-184 с.
93. Уваров, В.В. Газовые турбины и газотурбинные установки [Текст]: монография / В.В.Уваров. -М., 1970. -320 с.
94. Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование[Текст]: монография / Д.Химмельблау. -М., 1975. -534 с.
95. Хорлокк, Дж. Х. Осевые турбины [Текст]: монография / Дж. Х. М.Хорлокк. -М., 1972. -208 с.
96. Щегляев, А.В. Паровые турбины [Текст]: монография / А.В.Щегляев. -М., 1976. -368с.
97. Шубенко-Шубин, Л.А., Стоянов, Ф.А. Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов тепловых турбин [Текст]: монография / Л.А.Шубенко-Шубин, Ф.А.Стойнов. -Л., 1984. -236 с.
98. Шубенко-Шубин, Л.А., Стоянов, Ф.А., Шубенко, А.Л. Об оценке профильных потерь в турбинной решётке, обтекаемой нестационарным

потоком [Текст] / Л.А.Шубенко-Шубин, Ф.А.Стойнов, А.Л.Шубенко // Энергомашиностроение. -1972. № 1-С.7-9.

99. Craig, H.R.M., Cox, H.J.A. _Performance estimation of axial flow turbines // The Institution of Mechanical Engineers. Proceedings. 1970/71. 1985. Vol.185, N 32/71. P.407-424.

100. Gleichdruck? Ueberdruck? Variabler Druck! / Von V. Simon, H. Oeynhaus, R. Buerkner und K.-J. Eich // VGB Kraftwerkstechnik 77 (1997), Heft 9. S. 719-722.

101. Sonderdruck aus Taschenbuch Maschinenbau. Bd 2. Stromungsmaschinen / Von Prof. Dr.-Ing. W.Albring u.a. 1976. S. 289-544.

102. Stodola, A. Die Dampf – und Gasturbinen. Berlin. 1924. 1110 S.