М405833

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

Бойко Анатолий Владимирович

УДК 621.165

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ, РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ТУРБИН

05.04.01 - парогенераторостроение, гидротурбостроение, парогазо-турбостроение

Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Москва - 1982

Работа выполнена на кафедре турбиностроения Харьковского ордена Ленина политехнического института им. В.И.Ленина.

Официальные оппоненты:

- Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор физико-математических наук, профессор Степанов Г.Ю.
- доктор технических наук, профессор Емин О.Н.
- доктор технических наук, профессор Манушин Э.А.

Ведущее предприятие – Производственное объединение атомного турбостроения "Харьковский турбинный завод" имени С.М.Кирова.

Защита состоится "8" июня 1983 г. в 14 час. на заседании специализированного совета Д 053.15.10 при Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана (107005, г.Москва, Б-5, Лефортовская наб., 1).

С диссертацией [illegible] училища.

Отзы[illegible]ь по адресу: 107005,

Авт[illegible]г.

Учен[illegible]

специали[illegible]ОВЦЕВ И.Г.

М405833

Ответствен[illegible]

БЦ № 08997
Объем 2 пе[illegible]
Зак. № 80

Ротапринт [illegible]

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года намечено довести производство электроэнергии в 1985 году до 1550...1600 миллиардов киловатт-часов. Наряду с существенным ростом общей выработки электроэнергии ставится задача по снижению удельных расходов топлива и себестоимости электрической и тепловой энергии. Успешное решение поставленных задач определяется в значительной мере совершенствованием проточных частей турбомашин.

Завершенность любой конструкторской разработки в настоящее время оценивается достоверностью принятия наилучшего из всех возможных вариантов при необходимых ограничениях. Появление ЭВМ позволило существенно приблизиться конструктору к оптимальному проектно-конструкторскому решению. При этом на первой стадии выбор наилучшего варианта осуществлялся путем перебора большого числа рассматриваемых вариантов. Коэффициенты полезного действия цилиндров мощных паровых турбин достигли высокого уровня благодаря использованию рациональных конструкции ступеней, современных методов расчета потока и профилирования лопаточных аппаратов с помощью ЭВМ.

М405833

Однако даже огромное быстродействие ЭВМ при случайном переборе возможных вариантов не гарантирует наилучших решений. Для этого необходимо использовать методы целенаправленного поиска, математические методы оптимизации, составляющие предмет математического программирования, включающего в себя как частный случай нелинейное программирование.

Выбор оптимального варианта из всех возможных при помощи ЭВМ с использованием математического программирования особенно важно в такой отрасли, как энергомашиностроение, где изделия очень дорогостоящие и даже небольшое повышение к.п.д. турбины в процессе ее эксплуатации позволяет получить ощутимый народнохозяйственный эффект.

Цель работы заключается в создании методов и алгоритмов оптимизации проточной части осевых турбин, позволяющих определить оптимальное количество ступеней в отсеке, произвести распределение теплового перепада между ступенями, найти оптимальные законы закрутки венцов с учетом пространственного течения рабочего тела, наличия протечек, зависимости от геометрических и газодинамических параметров характеристик решеток, реальных свойств рабочего тела и других факторов, спроектировать высокоэффективные профили, определить оптимальный состав оборудования энергетических систем.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1405833
Бойко А.В.Оптимальное прое

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

Научная новизна работы определяется тем, что впервые:

- сформулирована задача оптимизации осевой турбины как частный случай общей задачи оптимального проектирования технических устройств. Разработаны принципы построения алгоритмов оптимизации проточной части многоступенчатой осевой турбины, основанные на привлечении прямой задачи расчета и позволяющие как оптимизировать, так и проводить прямые расчеты с заданной геометрией;

- предлагаются разработанные с использованием элементов нелинейного программирования методы, позволяющие при проектировании, модернизации цилиндров осевых турбин или группы ступеней этих цилиндров определить оптимальное количество ступеней, произвести распределение теплоперепадов между ступенями;

- предложена методика оптимизации параметров вдоль радиуса осевой турбинной ступени с учетом пространственного течения как идеального, так и реального рабочего тела и разработан алгоритм оптимизации с функцией цели - к.п.д. ступени и ограничениями в виде равенств;

- создана единая методика расчета потерь в ступени, учитывающая переменность коэффициентов скорости и расхода по высоте лопаток, различие массы жидкости, проходящей через венцы, а также предполагающая определение расходов протечек в процессе пространственного расчета (с использованием сплайн-интерполяции по координатам в трех сечениях) ступени с учетом их влияния на параметры основного потока. Проведен, на основании разработанного алгоритма, качественный анализ оптимальных законов закрутки лопаток осевых турбинных ступеней в широком диапазоне втулочного отношения $D_{ср}/\ell$;

- разработан метод аналитического построения аэродинамически совершенных турбинных профилей с использованием степенных многочленов по геометрическому критерию качества и по минимуму профильных потерь, удовлетворяющих технологическим и прочностным ограничениям;

- показана принципиальная возможность создания высокоэффективных дозвуковых и околозвуковых диффузорных турбинных профилей и существенного повышения срабатываемого теплового перепада одиночными турбинными ступенями (без ущерба для их экономичности) со специальным профилированием прикорневой зоны рабочих лопаток;

- разработана основанная на идеях динамического программирования методика, позволяющая по известным или прогнозируемым графикам нагрузки произвести выбор оптимального соотношения между базисными, полупиковыми и пиковыми агрегатами в энергосистеме, оп-

ределить режим их работы в течение определенного интервала времени, а также допустимые технико-экономические показатели полупикового агрегата (к.п.д., удельные капитальные вложения, удельный расход топлива и др.)

Достоверность и обоснованность научных положений определяется:

- проведением расчетов на основе расширенной математической модели, более полно учитывающей большинство факторов, существенно влияющих на экономичность ступени;

- применением общепринятых при исследованиях газовой динамики проточной части турбин приборов, методик измерения и обработки опытных данных;

- хорошим соответствием результатов расчета влияния отдельных факторов на к.п.д. венцов и осевой турбинной ступени в целом с данными специально проведенных экспериментов;

- согласием в широком диапазоне втулочного отношения с различными законами закрутки венцов и различной формой меридианных обводов кинематической структуры потока ступеней, рассчитанной по разработанным методикам и алгоритмам с полученной экспериментально;

- широким привлечением для обобщений результатов экспериментальных данных, полученных различными авторами как в аэродинамических трубах, так и в процессе исследования турбинных ступеней с втулочным отношением, практически перекрывающим весь диапазон отношений $D_{ср}/l$, применяемый в турбиностроении.

Значимость работы для науки и практики заключена в:

- комплексном исследовании влияния многих факторов (с учетом их взаимодействия) на важнейшие характеристики проточной части осевых турбин;

- разработанных методах, позволяющих определить оптимальное количество ступеней в отсеке и произвести распределение теплоперепадов между ступенями;

- созданных методах и алгоритмах определения оптимальных законов закрутки венцов турбинной ступени с учетом пространственного течения реального рабочего тела, переменных значений коэффициентов скорости и расхода по высоте лопаток, протечек и потерь от них и других факторов;

- разработанных методах аналитического построения с помощью ЭВМ аэродинамически совершенных турбинных профилей, позволяющих дальнейшее совершенствование применяемых в настоящее время профилей в турбиностроении;

- созданных новых конфузорных и диффузорных турбинных профилях и высоконагруженных одиночных турбинных ступенях;

- разработанном методе, позволяющем определить допустимые технико-экономические показатели полупикового агрегата (к.п.д., удельные капитальные вложения, удельный расход топлива и др.), произвести выбор оптимального соотношения между агрегатами в энергосистеме и определить режим их работы в течение определенного интервала времени;

- внедрении результатов исследования, новых профилей и оптимальных ступеней в турбины, выпускаемые ПОАТ "ХТЗ" им.С.М.Кирова, а также разработанных методов, алгоритмов и программ в расчетную и проектную практику СКБ "Турбоатом";

- создании на основе результатов исследования нового курса лекций "Основы теории оптимального проектирования осевых турбин", разделы из которого используются при выполнении реальных дипломных работ и проектов.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на:

- научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и сотрудников ХПИ им.В.И.Ленина, 1967-81 гг.;

- республиканских научно-технических конференциях "Математическое моделирование процессов и конструкций турбомашин", Харьков, май 1976 г., и "Методы и модели в системах автоматизированного проектирования энергетических турбоустановок", Харьков, октябрь 1979 г.;

- Всесоюзной научно-технической конференции по газотурбинным и комбинированным установкам, Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, ноябрь 1979 г.;

- II Всесоюзной научно-технической конференции "Современные проблемы двигателей и энергетических установок", Москва, МАИ им.С.Орджоникидзе, февраль 1981 г.;

- теоретических семинарах кафедр турбиностроения ЛПИ имени М.И.Калинина, март 1981 г.; паровых и газовых турбин МЭИ, июнь 1981;

- научно-технических советах ПОАТ "ХТЗ" им.С.М.Кирова, январь 1977, ноябрь 1979, апрель 1981 г., и ПОАТ "ЛМЗ", март 1981 г.;

- научно-техническом семинаре лаборатории газодинамических процессов ВТИ им.Ф.Э.Дзержинского, февраль 1981 г.;

- научно-техническом совете отдела паровых турбин научно-производственного объединения ЦКТИ им.И.И.Ползунова, март 1981 г.;

- Всесоюзном научно-техническом семинаре по газотурбинным и комбинированным установкам им.проф.Уварова В.В., Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, ноябрь 1981 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 42 статьи в центральных, республиканских издательствах и за рубежом. Издана монография: Бойко А.В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьков.ун-те, 1982. - 152 с.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, 7 глав, заключения и приложения (документов, подтверждающих внедрение). Каждая из глав содержит краткий обзор литературы, постановку задачи, изложение данных исследования и полученных результатов, основные выводы.

Работа изложена на 245 страницах машинописного текста и иллюстрирована 126 рисунками, таблиц 20. Список литературы содержит 204 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В главе I излагается постановка задачи оптимизации осевых турбин как частного случая общей задачи оптимального проектирования технических устройств. Сформулированы основные предположения, получены отдельные формулы и соотношения, в дальнейшем широко используемые в работе. Описан метод определения потерь в решетках осевой турбинной ступени, результаты расчетов по которому сравнены с экспериментальными данными.

Проектирование турбоагрегата в целом требует учета множества факторов: надежности, технологичности, стоимости, экономичности и т.д. Для крупных базовых турбоагрегатов экономичность при сохранении надежности играет главенствующую роль, что определяет выбор к.п.д. в качестве критерия эффективности при проектировании проточной части. Тогда задачу оптимизации, например, для ступени, можно представить следующим образом:

определить

$$\max_{\bar{Y}} \eta(\bar{\Pi},\bar{\Phi},\bar{Y}) \qquad (I.1)$$

при ограничениях

$$\left.\begin{array}{c} \bar{A}_1(\bar{\Pi},\bar{\Phi},\bar{Y})=0;\ \bar{A}_2(\bar{\Pi},\bar{\Phi},\bar{Y})=0;\ \bar{A}_3(\bar{\Pi},\bar{\Phi},\bar{Y})=0; \\ \bar{\Phi}\in[\bar{\Phi}_{min},\bar{\Phi}_{max}];\ \bar{Y}\in[\bar{Y}_{min},\bar{Y}_{max}];\ \bar{\Pi}\in\bar{\Omega}_\Pi, \end{array}\right\} \qquad (I.2)$$

где $\bar{Y}$ - вектор управляющих или варьируемых параметров, задание которых определяет постановку задачи (например, углы $\alpha_1(z)$ и $\beta_2(z)$ в случае модели, использующей уравнения прямой задачи);

$\bar{\Pi}$ - вектор режимных или проектных параметров, которые задаются конструктором (расход, параметры на входе и дав-

ление на выходе из ступени и др.);

$\vec{\Phi}$ - вектор фазовых переменных, определяемых из задач расчета проточной части при заданных замыкающих соотношениях.

В соответствии с формулой (I.I) необходимо найти такие значения управляющих переменных $\vec{Y}$, чтобы достигался максимум к.п.д. и удовлетворялись ограничения (I.2), включающие в себя:

- уравнения, описывающие течение рабочего тела в межвенцовом зазоре $(\vec{A}_1)$;

- уравнения, описывающие течение рабочего тела за рабочим колесом $(\vec{A}_2)$;

- дополнительные ограничения, связывающие между собой параметры в зазорах $(\vec{A}_3)$ (например, ограничение, накладываемое на величину теплового перепада на ступень);

Следующие два ограничения накладываются на область изменения фазовых и управляющих переменных. Последнее условие определяет физически реализуемую задачу проектирования (Ω_n - множество имеющих физический смысл ограничений).

Задача оптимизации параметров проточной части осевой турбины может ставиться с использованием математической модели как прямой, так и обратной постановки. Целесообразность выбора той или иной модели устанавливается: сложностью формулировки задачи, необходимостью учета различных факторов, влияющих на процесс в ступени; удобством обобщения на все сформулированные задачи оптимизации элементов проточной части; спецификой используемых численных методов; возможностью получения удобных и гибких машинных программ и другими факторами. В диссертации задачи оптимизации с учетом вышеизложенных факторов решаются на основе прямой постановки.

Задача оптимального проектирования (I.I), (I.2) является задачей нелинейного программирования. Для ее решения в работе широко используются алгоритмы нелинейного программирования, позволяющие не только находить оптимальные параметры ступеней, но и решать традиционные задачи расчета путем минимизации суммы квадратов невязок уравнений в зазорах.

Для реализации различных моделей оптимизации был составлен на языке АЛГОЛ-ГДР ряд программ для ЭВМ БЭСМ-6, которые оформлены в виде автономно транслируемых процедур. В их числе: набор процедур одномерного и многомерного поиска экстремума, основанных на методах нелинейного программирования; аппроксимация параметров воды и водяного пара; определение зависящих от геометрических и газодинамических параметров к.п.д. направляющих и рабочих лопаток; расчет

осесимметричного течения рабочего тела в ступени; определение величин протечек в ступени и потерь от них; вычисление распределения скорости по обводу профиля и определение профильных потерь и другие.

При реализации той или иной модели оптимизации вышеназванные процедуры вызываются управляющими программами. Управляющие программы составлены таким образом, чтобы можно было как оптимизировать, так и производить прямые расчеты с заданными параметрами $\overline{Y}_1$ и $\overline{Y}_2$. Это позволяет проводить проверочные расчеты, производить модернизацию объекта путем решения задачи оптимизации и оценивать эффект от применения оптимальных характеристик.

Разработанные алгоритмы расчета и оптимизации позволяют рассчитывать и оптимизировать ступени как с идеальным, так и реальным рабочим телом. Для этого используется единая методика вычисления параметров состояния рабочего тела, в которой в качестве независимых переменных берутся давление P и энтальпия i :

$$T=T(P,i);\ \rho=\rho(P,i);\ S=S(P,i) \qquad (I.3)$$

Скорость звука определяется с помощью выражения

$$a^2=\rho/(\partial\rho/\partial i+\rho\partial\rho/\partial P), \qquad (I.4)$$

а уравнение процесса истечения с учетом потерь предложено в виде:

$$S\left(P,\frac{1}{\psi^2}\left[i-(1-\psi^2)i_w^*\right]\right)-S\left(P_{w_1}^*,i_{w_1}^*\right)=0. \qquad (I.5)$$

При оптимизации проточной части осевых турбин исключительно важное значение играет правильная оценка потерь как интегрально, так и дифференцированно по каждой составляющей. На стадии оптимизационных расчетов, когда точных данных о форме профилей еще нет, необходим эмпирический метод расчета к.п.д. лопаток на основных геометрическим и газодинамическим параметрам, дающий хорошее совпадение с точными методами расчета и экспериментальными данными. В главе дан краткий обзор таких методов, разработанных как у нас в стране, так и за рубежом. Применяемый в работе алгоритм расчета учитывает потери, которые разбиты на две группы. К первой группе относятся профильные, вторичные потери, от перекрыш, камер отбора и влагоудаления. Ко второй группе отнесены потери от утечек в радиальный зазор, перетечек в диафрагменных уплотнениях и разгрузочных отверстиях и др.

Профильные потери в свою очередь определяются с учетом степени конфузорности, шагового отношения, конструктивного входного угла профиля и угла выхода потока, угла атаки, чисел M и Re, толщины выходной кромки, шероховатости поверхности профиля, длины

скелетной линии.

С целью проверки алгоритма определения к.п.д. решеток была проведена серия расчетных исследований. Результаты расчетов сравнивались с экспериментальными данными, полученными при исследовании как неподвижных, так и вращающихся решеток. По разработанному алгоритму определения профильных потерь было проделано расчетное исследование качества практически всех профилей рабочих решеток, используемых в турбине К-500-240-2 ПОАТ "ХТЗ". Результаты расчетов сравнивались с данными, полученными по более точным методам (с расчетом пограничного слоя) и экспериментального исследования ряда профилей в аэродинамической трубе. Достоверность созданного алгоритма определения к.п.д. решеток осевых турбинных ступеней проверялась также путем сравнения расчетного и экспериментально полученного распределения коэффициентов профильных потерь вдоль высоты лопаток целой серии исследованных (как автором диссертации, так и другими авторами) турбинных ступеней в широком диапазоне изменения втулочного отношения $\bar{D}_{cp}/l = 14{,}1 \ldots 3{,}6$, подтвердившего удовлетворительное их совпадение как по абсолютной величине, так и по характеру изменения по высоте венцов. Сравнение расчетных и экспериментально измеренных к.п.д. указанной выше серии исследованных ступеней показало возможность определения с погрешностью $\pm$ 1,5% абсолютного уровня к.п.д. ступеней и возможность безошибочного расчетного определения лучшего варианта из ряда рассматриваемых.

В главе 2 рассмотрена задача определения оптимального количества ступеней в отсеке и распределения теплоперепада между ступенями, приведены и анализируются результаты расчетного исследования группы из одиночных осевых турбинных ступеней, получены удобные выражения, позволяющие во многом ускорить выбор и предварительный расчет основных характеристик турбинных ступеней при их проектировании.

Рассматриваются две постановки задачи определения оптимального количества ступеней в отсеке и распределения теплоперепада между ними: при заданном законе изменения осевой составляющей скорости вдоль отсека из n ступеней и при заданной форме проточной части.

Задавая закон изменения осевой составляющей скорости через коэффициенты $K_{j,z} = C_{j,z}/C_{0z}$ и форму средней линии проточной части путем введения коэффициентов $K_{j,u} = U_j/U_0$, $(j = \overline{1,2n})$, выражение для к.п.д. группы n ступеней в безразмерном виде можно определить согласно выражения

$$\eta_u = 2\bar{V}_0^2 \bar{C}_{0z} \sum_{j=1}^{n} \left(K_{2j-1,u} K_{2j-1,z} \operatorname{ctg}\alpha_{2j-1} - K_{2j,u} K_{2j,z} \operatorname{ctg}\alpha_{2j} \right). \quad (2.1)$$

Ограничение на тепловой перепад, полученное как сумма всех потерь в отсеке и полезной работы, с учетом коэффициента возврата тепла записывается в виде

$$A_3 \equiv 2\bar{C}_{0z}\sum_{j=1}^{n}\left(K_{2j-1,u}K_{2j,z}\operatorname{ctg}\alpha_{2j-1}-K_{2j,u}K_{2j,z}\operatorname{ctg}\alpha_{2j}\right)+$$
$$+\sum_{j=1}^{n}\left\{\frac{1-\varphi_j^2}{\varphi_j^2}K_{2j-1,z}^2\bar{C}_{0z}^2\left(1+\operatorname{ctg}^2\alpha_{2j-1}\right)+\frac{1-\psi_j^2}{\psi_j^2}\left[K_{2j,z}^2\bar{C}_{0z}^2\left(1+\operatorname{ctg}^2\alpha_{2j}\right)-\right.\right.$$
$$\left.\left.-2K_{2j,u}K_{2j,z}\bar{C}_{0z}\operatorname{ctg}\alpha_{2j}+K_{2j,u}^2\right]\right\}+\sum_{j=1}^{n-1}K_{6bix}^{(j)}K_{2j,z}^2\bar{C}_{0z}^2\left(1+\operatorname{ctg}^2\alpha_{2j}\right)+ \qquad (2.2)$$
$$+K_{2n,z}^2\bar{C}_{0z}^2\left(1+\operatorname{ctg}^2\alpha_{2n}\right)-\left(1+\alpha_n\right)/\vartheta_0^2=0.$$

Ставится задача определения углов α_j таким образом, чтобы при заданных параметрах $\vartheta_0=U_0/C_\phi$, $\bar{C}_{0z}=C_{0z}/U_0$, K_{ju}, K_{jz}, $(j=\overline{1,2n})$, и принятых (или определяемых) величинах скоростных коэффициентов и коэффициентов использования выходной скорости в промежуточных ступенях достигался максимум функционала (2.I) и удовлетворялось ограничение (2.2). Задача поиска экстремума при наличии ограничения сводится, используя метод штрафных функций, к задаче без ограничения для "присоединенной" целевой функции $I^*=\eta_u-\Lambda A_3^2$.

При заданных вдоль отсека значениях коэффициентов скорости решение поставленной задачи упрощается в связи с возможностью ее решения методом неопределенных множителей Лагранжа.

В случае заданной формы проточной части (средние диаметры и высоты направляющих и рабочих лопаток во всех расчетных сечениях) задача оптимизации формулируется следующим образом:

найти
$$\max_{(j=\overline{1,n})}\alpha_{2j-1},\beta_{2j},\rho_{2j-1},\rho_{2j} \qquad \eta_u=\sum_{j=1}^{n}h_u^{(j)}/H_0 \qquad (2.3)$$

при ограничениях:

в межвенцовых зазорах $\overleftarrow{A}_{2j-1}$
$$A_{2j-1,1}\equiv S_{2j-2}-S_{2j-1,T}\left(P_{2j-1},\bar{\psi}^2\left[i_{2j-1}-\left(1-\psi_j^2\right)i_{2j-1}^*\right]\right)=0,$$
$$A_{2j-1,2}\equiv i_{2j-1}^*-i_{2j-1}-\frac{1}{2}\left(\frac{G}{F_{2j-1}}\right)^2\frac{1+\operatorname{ctg}^2\alpha_{2j-1}}{\rho_{2j-1}^2\left(P_{2j-1},i_{2j-1}\right)}=0; \qquad (2.4)$$

в сечениях за ступенями $\overrightarrow{A}_{2j}$
$$A_{2j,1}\equiv S_{2j-1}-S_{2jT}\left(P_{2j},\frac{1}{\psi_j^2}\left[i_{2j}-\left(1-\psi_j^2\right)i_{2jw}^*\right]\right)=0,$$
$$A_{2j,2}\equiv i_{2jw}^*-i_{2j}-\frac{1}{2}\left(\frac{G}{F_{2j}}\right)^2\frac{1+\operatorname{ctg}^2\beta_{2j}}{\rho_{2j}^2\left(P_{2j},i_{2j}\right)}=0; \qquad (2.5)$$

на тепловой перепад $\overrightarrow{A}_{2n+1}$
$$A_{2n+1}\equiv\left(1+\alpha_n\right)H_0-\sum_{j=1}^{n}h_u^{(j)}-\sum_{j=1}^{n}\left(\Delta h_H^{(j)}+\Delta h_\Lambda^{(j)}\right)-$$

$$-\sum_{j=1}^{n-1}\Delta h_{вых}^{(j)}-\frac{1}{2}\left(\frac{G}{F_{2n}}\right)^2\frac{1+ctg^2\alpha_{2n}}{\rho_{2n}^2(P_{2n},i_{2n})}=0,\quad (j=\overline{1,n}). \qquad (2.6)$$

Вспомогательная "присоединенная" целевая функция при сведении поиска задачи экстремума (2.3) при наличии ограничений (2.4)-(2.6) к задаче без ограничений методом штрафных функций имеет вид

$$I^*=\eta_u-\Lambda\left(\sum_{j=1}^{2n}\sum_{m=1}^{2}A_{j,m}^2+A_{2n+1}^2\right). \qquad (2.7)$$

В случае оптимизации группы ступеней газовой турбины (рабочее тело - идеальный газ) расчетные формулы легко приводятся к безразмерному виду.

Для максимизации "присоединенных" целевых функций типа (2.7) используются методы сопряженных градиентов с переменным шагом на каждой итерации.

Проведенное расчетное исследование показало, что для каждой величины теплового перепада существует оптимальное количество ступеней, при котором достигается максимум к.п.д. На оптимальное распределение теплового перепада между ступенями и других характеристик ступеней (степени реактивности, углов α_1, α_2 и т.п.) существенное влияние имеют соотношения между к.п.д. сопловых и рабочих лопаток и величина радиального зазора. Уменьшение к.п.д. рабочих решеток по сравнению с направляющими, увеличение радиального зазора снижают уровень оптимальной степени реактивности. Темп уменьшения степени реактивности падает с увеличением длины лопатки (уменьшение $D_{ср}/l$), что связано с уменьшением доли потерь от утечек через радиальный зазор в общем балансе потерь в ступени по мере возрастания длины лопаток. Угол выхода потока α_2 у промежуточных ступеней может быть как больше, так и меньше 90^0.

Рассмотренная теория оптимизации была использована для расчетного исследования влияния различных безразмерных параметров одиночной ($n=1$) осевой турбинной ступени на ее оптимальные характеристики. Для одиночной турбинной ступени при отсутствии подсоса в корневой зазор расчетным путем было подтверждена принципиальная возможность повышения теплового перепада на ступень в 1,3...1,4 раза без ухудшения экономичности ступени несмотря на понижение степени реактивности, но при условии принятия дополнительных мер по сохранению к.п.д. рабочих решеток на уровне исходного варианта.

В главе также получены удобные для дальнейшего анализа и предварительных расчетов формулы для окружного к.п.д. идеальной осевой

турбинной ступени в функции различных параметров, а также выражения, позволяющие во многом ускорить выбор и предварительный расчет основных характеристик турбинных ступеней при их проектировании, оценить в первом приближении к.п.д. направляющих и рабочих лопаток по упрощенным зависимостям.

Глава 3 посвящена изложению методов оптимизации параметров осевой турбинной ступени вдоль радиуса с учетом пространственного течения как идеального, так и реального рабочего тела. Модель оптимизации турбинной ступени, учитывающая изменение геометрических и газодинамических параметров вдоль длины лопаток, должна строиться с привлечением системы уравнений, описывающей пространственное течение рабочего тела в проточной части, что связано с влиянием искривления и наклона меридианных линий тока на оптимальные характеристики проектируемой ступени и с необходимостью обеспечения этих характеристик в реальных условиях течения рабочего тела через решетки турбомашин.

В главе рассматриваются особенности разработанного для вышеуказанной цели алгоритма решения прямой осесимметричной задачи.

Исходные уравнения, описывающие установившееся осесимметричное течение сжимаемой жидкости в осевой турбинной ступени, включают в себя уравнения движения, неразрывности, процесса (I.5), состояний (I.3), а также уравнение средней поверхности тока и условие ортогональности лопаточной силы к ней в венцах.

Уравнение движения в полуфиксированной координатной сетке (рис.3.I) можно преобразовать, получив в расчетных сечениях в случае безотрывного течения ($W_s > 0$) нелинейную краевую задачу вида

$$\left.\begin{aligned} \frac{dl}{d\psi} &= \frac{1}{r\rho x W_s \sin\beta}, \\ \frac{dW_s}{d\psi} &= -\frac{1}{A_1}\left(A_2 + \frac{A_3}{W_s} + \frac{A_4}{W_s^2}\right), \end{aligned}\right\} \qquad (3.I)$$

с граничными условиями $l(0)=0$, $l(\psi^*)=l^*$.

Поскольку проточная часть состоит из нескольких участков (подводящий канал, неподвижный направляющий аппарат, межвенцовый зазор, вращающееся рабочее колесо, отводящий канал) течение в них описывается уравнениями (3.I) с различными формулами для коэффициентов A_j (табл.3.I), справедливыми для идеального и реального рабочего тела. В рассматриваемой программе среднелопаточные поверхности тока и коэффициенты стеснения представляются аналитически выражениями вида

$$\varphi(r,z)=\sum_p\sum_q a_{pq} r^p z^q, \quad \chi(r,z)=\sum_p\sum_q b_{pq} r^p z^q, \qquad (3.2)$$

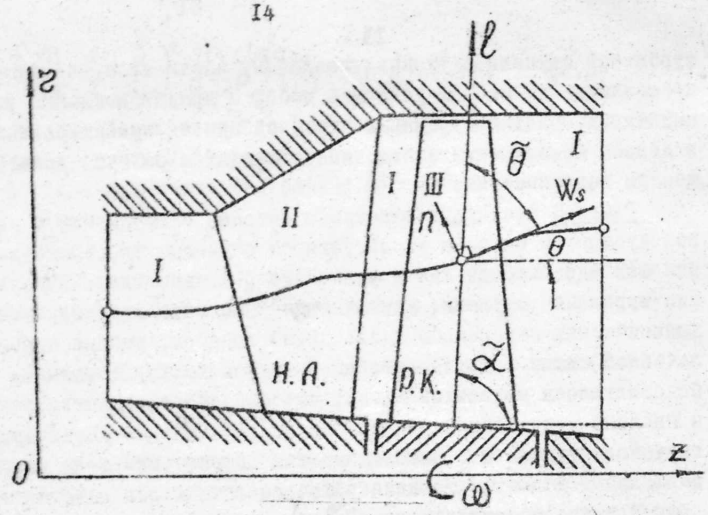


Рис.3.I.

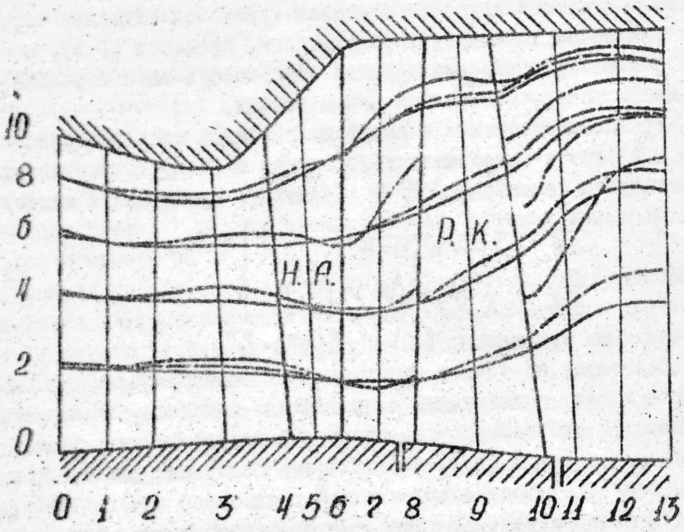


Рис.3.2. Расчетные линии тока для номинального ($\overline{Gv}$ = I,0) и частичных ($\overline{Gv}$ = 0,7 и 0,5) режимов для ступени с $D_{ср}/\ell$ = 3,38.

Таблица 3.1.

	Лопаточный венец	Свободный канал
A_1	$r\rho\varkappa\,(1+ctg^2\beta)\cos\theta$	$r\rho\cos\vartheta$
A_2	$B\left[\sin\theta+ctg\,\beta\,tg\delta+\frac{\cos\tilde{\alpha}}{\sin\tilde{\theta}}(1+ctg^2\beta)\right]-\varkappa\cos\theta+$ $+\frac{1}{2}\frac{\partial ctg^2\beta}{\partial r}-tg\delta\frac{\partial ctg\beta}{\partial s}+\frac{ctg\beta_p\,ctg\beta\cdot\cos\theta}{r}$	$B\left(\sin\theta+\frac{\cos\tilde{\alpha}}{\sin\tilde{\theta}}\right)-\varkappa\cos\theta$
A_3	$2\omega\,ctg\beta_p\cos\theta-r\rho\varkappa\cos\theta\frac{\partial H}{\partial\Psi}$	$r\rho\cos\theta\left[-\frac{\partial H}{\partial\Psi}+\frac{C_u r-\omega r^2}{r^2}\frac{\partial(C_u r)}{\partial\Psi}\right]$
A_4	$T\left[\frac{\cos\theta}{\sin\tilde{\theta}}\frac{\partial S}{\partial\ell}-\left(\frac{\cos\tilde{\alpha}}{\sin\tilde{\theta}}+\frac{tg\delta\,ctg\beta+\sin\theta}{1+ctg^2\beta}\right)\frac{\partial S}{\partial s}\right]$	$\frac{T}{\sin\tilde{\theta}}\left(\cos\theta\frac{\partial S}{\partial\ell}-\cos\tilde{\alpha}\frac{\partial S}{\partial s}\right)$
B	$\frac{1}{\left[1-W_s^2(1+ctg^2\beta)\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}+\frac{\partial\ln\rho}{\partial i}\right)\right]}\left[\frac{\cos\theta}{r}\frac{\partial(r\,tg\theta)}{\partial r}-\varkappa\,tg\theta+\frac{\partial\ln x}{\partial s}+\right.$ $\left.+\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}+\frac{\partial\ln\rho}{\partial i}\right)\left(\omega^2 r\sin\theta-W_s^2 ctg\beta\frac{\partial ctg\beta}{\partial s}\right)-T\frac{\partial S}{\partial s}\frac{\partial\rho}{\partial P}\right]$	$\frac{1}{\left[1-W_s^2\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}+\frac{\partial\ln\rho}{\partial i}\right)\right]}\left[\frac{\cos\theta}{r}\frac{\partial(r\,tg\theta)}{\partial r}-\varkappa\,tg\vartheta+\right.$ $\left.+\left(\frac{\partial\rho}{\partial P}+\frac{\partial\ln\rho}{\partial i}\right)\frac{(C_u r)^2}{r^3}\sin\theta-T\frac{\partial S}{\partial s}\frac{\partial\rho}{\partial P}\right]$
i	определяется из уравнения энергии: $H=i+W^2/2-u^2/2=i+c^2/2-uc_u=const$	
P	находится из уравнения процесса: $S_{вх}-S_T\left(P,\frac{1}{\Psi^2}\left[i-(1-\Psi^2)(H+u^2/2)\right]\right)=0$	
T ρ S	$T=T(P,i),\quad \rho=\rho(P,i),\quad S=S(P,i).$	

что позволяет легко вычислять геометрические углы и их производные в коэффициентах A_i .

Используемый при решении задачи численный метод заключается в многократном решении краевых задач (3.I) в расчетных сечениях и последовательном уточнении формы меридианных линий тока.

Решение краевой задачи (3.I) производится в два этапа:

- сначала грубо определяется интервал, в котором находится корневая скорость $W_s(0)$, причем в процессе его поиска исключаются недопустимые значения, дающие отрицательные величины меридианной скорости на интервале интегрирования;

- находится с высокой точностью $W_s(0)$ путем минимизации квадрата невязки по второму граничному условию $\Delta^2 = [\ell^* - \ell(\psi^*)]^2$ методом одномерного поиска нелинейного программирования.

Вышеизложенный метод расчета был запрограммирован на языке АЛГОЛ-ГДР для ЭВМ БЭСМ-6. Программа позволяет производить проверочный расчет турбинной ступени, расчет осесимметричных и плоских каналов, а также неподвижных кольцевых решеток для сжимаемой и несжимаемой жидкости с учетом и без учета потерь.

Для оценки достоверности математической модели и проверки предлагаемого метода расчета по рассмотренной методике был рассчитан ряд осевых турбинных ступеней в широком диапазоне изменения объемного расхода через них с различными значениями втулочного отношения ($D_{ср}/\ell$ = 5,I3...2,6), различным очертанием проточной части в диапазоне изменения угла раскрытия меридианных обводов от 0^0 (цилиндрические ступени) до 50^0, узкими и широкими направляющими аппаратами, экспериментальное изучение пространственной структуры потока которых было детально проведено в лаборатории турбиностроения ХПИ им.В.И.Ленина. Результаты расчетов довольно хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Программа показала устойчивую сходимость итераций для ступеней со сложной формой меридианных обводов, с различной закруткой направляющих аппаратов и рабочих колес во всех режимах вплоть до границы возникновения прикорневого отрыва (рис.3.2).

Задача расчета осесимметричных течений сжимаемой жидкости в проточной части осевых турбин может быть упрощена и сведена к задаче расчета по зазорам. Система уравнений, описывающая течение рабочего тела в зазорах осевой турбинной ступени, преобразуется к виду:

- в сечении за направляющим аппаратом

$$\frac{dr_1}{d\psi} = f_{11}(\psi, r_1, c_1), \quad \frac{dc_1}{d\psi} = f_{12}(\psi, r_1, c_1), \qquad (3.3)$$

$$r_1(0) = r_{1вн}, \quad r_1(\psi^*) = r_{1п};$$

– в сечении за рабочим колесом

$$\frac{dr_2}{d\Psi} = f_{21}(\Psi, r_1, c_1, r_2, W_{r_2}), \quad \frac{dW_2}{d\Psi} = f_{22}(\Psi, r_1, c_1, r_2, W_2). \quad (3.4)$$
$$r_2(0) = r_{2B_H}, \quad r_2(\Psi^*) = r_{2n}$$

Решение краевых задач (3.3), (3.4) при заданном расходе сводится к независимому нахождению корней двух трансцендентных уравнений

$$\Delta_1 = \tilde{r}_{1n}(c_{1B_H}) - r_{1n} = 0, \quad \Delta_2 = \tilde{r}_{2n}(c_{1B_H}, W_{2B_H}) - r_{2n} = 0 \quad (3.5)$$

относительно корневых скоростей c_{1B_H} , W_{2B_H} .

При заданном противодавлении к числу определяемых величин прибавляется расход Ψ^* и задача сводится к решению системы трех уравнений. В качестве третьего уравнения добавляется ограничение на тепловой перепад ступени, которое символически можно записать в виде

$$\Delta_3 = h(c_{1B_H}, W_{2B_H}, \Psi^*) - h_0 = 0. \quad (3.6)$$

Системы уравнений решаются методом нелинейного программирования.

Задача оптимизации формулируется следующим образом:

найти

$$\max_{\alpha_1(\Psi),\, \beta_2(\Psi)} \eta_u = \int_0^{\Psi^*} h_u d\Psi \Big/ \int_0^{\Psi^*} h_0 d\Psi \quad (3.7)$$

при системе ограничений, которая включает:

– в качестве ограничения $\bar{A}_1$ в межвенцовом зазоре систему уравнений (3.3);

– в качестве ограничения $\bar{A}_2$ за рабочим колесом систему уравнений (3.4);

– в качестве ограничения на перепад $\bar{A}_3$ изоэнтропическое условие (3.6).

Полученная задача нелинейного программирования решается методом штрафных функций, для чего составляется "присоединенный" функционал вида

$$I^* = \eta_u - \Lambda_1 \Delta_1^2 - \Lambda_2 \Delta_2^2 - \Lambda_3 \Delta_3^2, \quad (3.8)$$

максимизация которого производится одним из методов поиска экстремума функции многих переменных.

В процессе оптимизации интегрирование систем обыкновенных дифференциальных уравнений (3.3), (3.4) производится при фиксированных углах наклона и кривизне линий тока перед и за рабочим колесом, которые затем уточняются решением общей осесимметричной задачи. Оптимизационные расчеты ряда ступеней мощных паровых турбин подтвердили правильность разработанного алгоритма и возможность осуществлять с его помощью оптимизацию с учетом пространственного течения рабочег

№405833

Библиотека

тела параметров вдоль радиуса осевой турбинной ступени. Выигрыш по к.п.д. оптимизированных ступеней по сравнению с исходными составляет 0,I...0,4% за счет более правильно выбранного уровня степени реактивности и его градиента вдоль высоты лопаток, обеспечивающих минимальную величину суммы аэродинамических потерь и потерь с выходной скоростью.

В главе 4 рассматривается влияние протечек на оптимальные законы закрутки венцов осевых турбинных ступеней. Поставленная цель потребовала создания приемлемых с точки зрения затрат машинного времени методов расчета величин протечек и потерь от них, позволяющих совместную реализацию с методикой пространственного расчета параметров потока в ступени. При расчете учитывается влияние на экономичность ступени изменения расхода через венцы, осевой составляющей скорости на периферии и у корня рабочего колеса, величины и градиента окружного момента количества движения и энтальпии, заторможенной в относительном движении, у корня ступени. Вышеперечисленные факторы приводят к изменению степени реактивности и нерасчетному натеканию на рабочее колесо, что является причиной дополнительных потерь, учет которых производится в рассматриваемом алгоритме.

Располагаемый теплоперепад ступени находится как сумма интегральных аэродинамических потерь в венцах, полезной работы, потерь с выходной скоростью и добавок, учитывающих потери от протечек. Поскольку величина протечек зависит от параметров потока у ограничивающих поверхностей, апробация описанной методики расчета потерь от утечек проводилась совместно с алгоритмом расчета пространственного потока путем расчета ряда ступеней, испытанных как автором, так и другими исследователями на кафедре турбиностроения ХПИ им.В.И.Ленина при различных величинах радиального, открытого осевого зазоров и наличии подсоса у корня (рис.4.I). Втулочные отношения испытанных ступеней изменялись в диапазоне I9...3,2.

Пропускная способность ступени зависит от величины зазоров (или перетечек), в связи с чем расчет основного потока производится с уточнением расхода при фиксированном перепаде на ступень или с уточнением противодавления при фиксированном расходе. Необходимость многократных пространственных расчетов параметров ступени (в задаче оптимизации количество прямых пространственных расчетов увеличивается во много раз) потребовала создания менее трудоемкой, но хорошо отражающей действительную картину течения методики пространственного расчета ступени. Суть этой методики заключается в расчете ступени по зазорам, описанном в главе 3, дополненном алго-

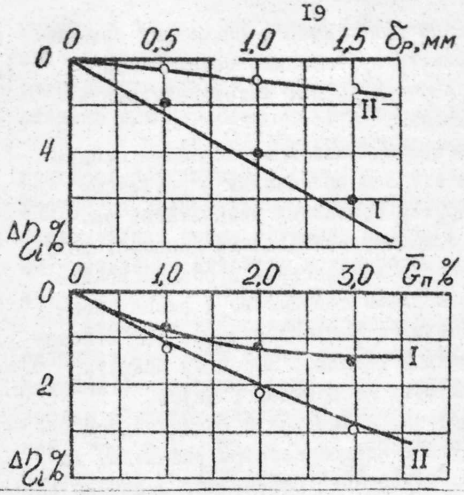
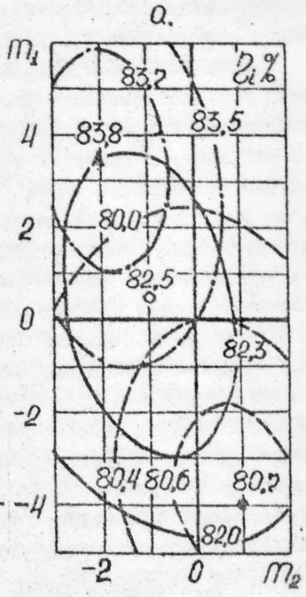


Рис.4.I. Сравнение с опытом расчетных зависимостей к.п.д. ступеней с $D_{ср}/l$ = I4,I от величин радиального зазора и относительного расхода подсоса.



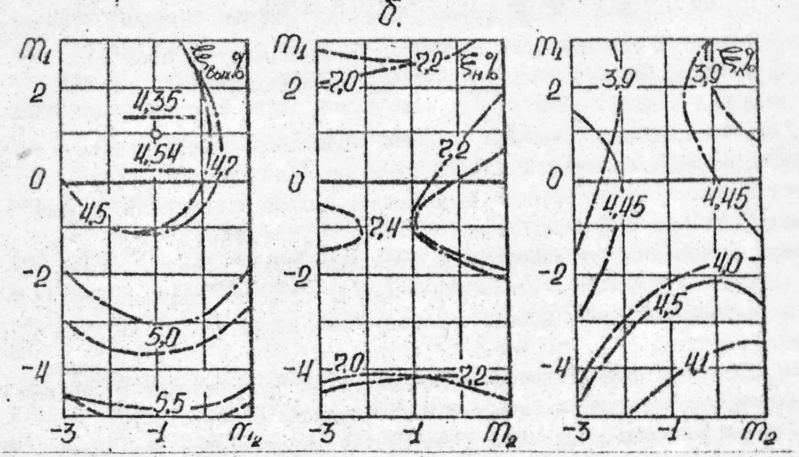


Рис.4.2. Зависимости к.п.д. (а) и составляющих потерь (б) от законов закрутки венцов ступени с $D_{ср}/l$ = 8,3 при различных радиальных зазорах (——·——·—— $\delta_р$ = 0, — — — — $\delta_р$ = I,5 мм).

ритмом уточнения наклона и кривизны линий тока в расчетных сечениях путем построения интерполяционного кубического сплайна при заданных наклонах на границах проточной части. Интерполяционный процесс сходится за 3...5 приближений.

Разработан универсальный алгоритм, позволяющий решать прямую задачу пространственного расчета ступени по зазорам в различных постановках, который проверялся путем сравнения результатов расчета с точными решениями, а также с экспериментальными данными, полученными для большого числа ступеней в лаборатории турбиностроения ХПИ им.В.И.Ленина. Было получено хорошее совпадение с экспериментом результатов расчетов для ступеней с различным втулочным отношением, отличающихся формой меридианных обводов, законами закрутки лопаток и уровнем степени реактивности на среднем радиусе.

Для выяснения физических явлений, связанных с оптимизацией законов закрутки лопаточных аппаратов в зависимости от различных характеристик ступени (в частности, втулочного отношения, величины радиального зазора, уровня степени реактивности на среднем радиусе, наличия подсоса и других факторов), было проведено расчетное исследование, результаты которого наглядно представлены в виде линий уровня (топограмм) в плоскости переменных m_1 и m_2 (рис.4.2), характеризующих градиенты углов закрутки

$$r_1^{m_1} \operatorname{ctg}\alpha_1 = \text{const}, \quad r_2^{m_2} \operatorname{ctg}\beta_2 = \text{const}. \qquad (4.1)$$

Расчетному исследованию подвергались турбинные ступени с $D_{ср}/l = 19...3{,}2$, испытанные на кафедре турбиностроения ХПИ им.В.И.Ленина.

Расчеты показали, что при нулевом радиальном зазоре максимум окружного к.п.д. цилиндрической ступени при малых $D_{ср}/l$ располагается в окрестностях точки с минимальной выходной потерей: закрутка направляющего аппарата близка к закону $C_u r = \text{const}$ ($m_1 = 1$), а рабочее колесо следует закручивать несколько более интенсивно ($m_2 = -1...-2$). С увеличением отношения $D_{ср}/l$ влияние аэродинамических потерь несколько смещает максимум окружного к.п.д. ступени в сторону закруток с $m_1 > 1$.

Увеличение относительного радиального зазора приводит к смещению точки максимума внутреннего к.п.д. ступеней в сторону уменьшения m_1 и возрастания m_2 (что влечет выравнивание градиента степени реактивности), которое тем резче, чем больше втулочное отношение $D_{ср}/l$.

Так например, в ступенях с $D_{ср}/l = 8{,}3$ при отсутствии

утечек в радиальный зазор выгодным является некоторое подкатие потока в межвенцовом зазоре к периферии (рис.4.3). По мере увеличения радиального зазора оказывается целесообразным уменьшение уровня степени реактивности на среднем радиусе и ее градиента. При $\delta_р$ = 1,5 мм выгодным оказывается почти полностью устраненный градиент реактивности (m_1 = - 4...-5, m_2 = 0...I) (рис.4.3). Расчетные данные хорошо согласуются с данными экспериментального исследования серии ступеней с $D_{ср}/l$ = I9, 8,3 и 5,I3, полученными различными авторами в лаборатории турбиностроения ХПИ им.В.И.Ленина.

Характер изменения относительных потерь в ступени качественно одинаков для всех типов ступеней как с малыми, так и большими втулочными отношениями (рис.4.2). Линии уровня потери с выходной скоростью образуют замкнутые кривые, окружающие точку минимума последней (m_1 = I, m_2 = - I), соответствующую закрутке по закону постоянной циркуляции. Линии уровня относительных гидравлических потерь независимо от величины радиального зазора носят характер седловых точек: относительные потери в направляющих аппаратах имеют в седловой точке максимум по m_1 и минимум по m_2, а относительные потери в рабочих лопатках, наоборот, минимум по m_1 и максимум по m_2.

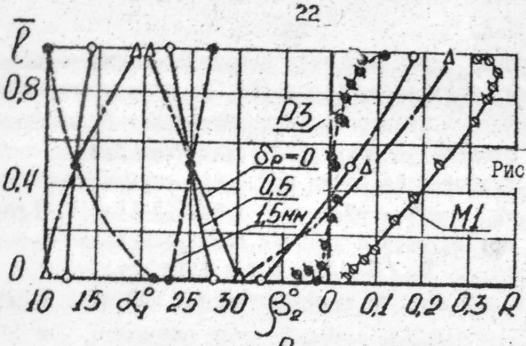
Влияние подсоса не изменяет выводов относительно оптимальных законов закруток венцов, сделанных выше. Однако следует иметь в виду, что при правильно выбранной степени реактивности у корня и надлежащих размерах разгрузочных отверстий относительная величина расхода подсасываемой струи может быть практически сведена к нулю.

В задаче оптимизации управляющими переменными являются $\beta_{2ср}$, m_1 и m_2, а угол $\alpha_{1ср}$ уточняется при заданном противодавлении и расходе.

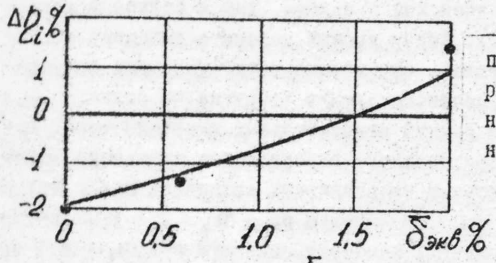
По разработанной методике пространственной оптимизации турбинной ступени с учетом протечек были модернизированы цилиндры высокого и среднего давления паровой турбины К-200-I30/3600 ПОАТ "ХТЗ" им.С.М.Кирова (рис.4.4, таблица 4.I), ЦСД турбин К-500-240-2 и К-800-240-2.

Сравнение эффективности отсеков ЦСД, составленных из исходных и оптимизированных ступеней, показало, что выигрыш составляет примерно 0,5% на цилиндр. При увеличенных радиальных зазорах выигрыш возрастает.

Глава 5 посвящена следующему этапу оптимального проектирования проточной части – построению с помощью ЭВМ аэродинамически совершен-



а.



б.

Рис.4.3. Оптимальные законы закрутки ступеней с $D_{ср}/\ell$ = 8,3 при различных величинах радиальных зазоров (α) и сравнение расчетной зависимости разности к.п.д. ступеней РЗ и М1 от величины приведенного радиального зазора с экспериментальными данными (δ) (опыты М.Е.Левиной и др.).

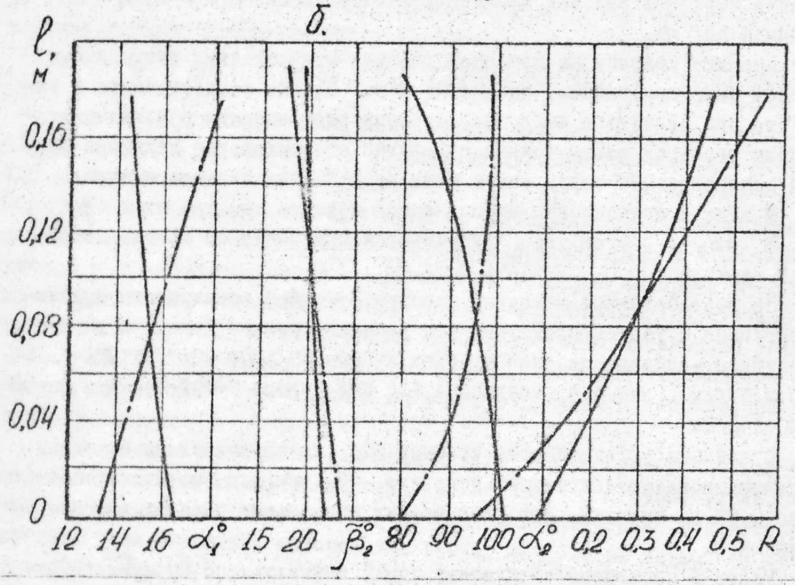


Рис.4.4. Параметры исходной (——·——) и оптимизированной (————) с учетом протечек ступеней ЦСД паровой турбины с $D_{ср}/\ell$ = 6,5.

Таблица 4.I.

Ступень	Параметр	$\varepsilon_н$ %	$\varepsilon_л$ %	$\varepsilon_{вых}$ %	$\bar{G}_{рз}$ %	$\bar{G}_п$ %	η_i %	η_i^* %
I	исх.	4,2I	2,62	4,24	2,52	-0,32	86,40	90,64
ЦСД	опт.	4,05	2,7I	4,47	2,06	-0,50	86,70	9I,I7
Ш	исх.	3,55	2,25	4,2I	2,2I	0,I7	87,73	9I,94
ЦСД	опт.	3,28	2,I9	4,64	I,72	-0,08	88,2I	92,85
У	исх.	4,46	3,4I	4,38	I,9I	0,33	85,89	90,27
ЦСД	опт.	4,5I	3,36	4,44	I,52	0,08	86,35	90,79
УП	исх.	2,72	2,2I	5,08	I,37	0,I8	88,62	93,70
ЦСД	опт.	2,52	I,87	4,98	I,35	0,06	89,27	94,25

ных профилей с заданными геометрическими характеристиками, обеспечивающих расчетные параметры потока на выходе и удовлетворяющих требованиям прочности и технологичности.

Проектирование оптимального профиля осуществляется с привлечением прямой задачи: по заданным параметрам потока на входе и выходе, прочностным ограничениям строится профиль, конфигурация которого в дальнейшем изменяется, выдерживая заданные ограничения, в соответствии с принятым критерием качества.

Профили строятся с помощью степенных полиномов.

Для определения коэффициентов полинома, которым описывается выпуклая и вогнутая часть профиля, необходимо знать в точке сопряжения окружности выходной кромки с вогнутой и выпуклой сторонами профиля производные высоких порядков. Последние выступают в качестве управляющих параметров при оптимизации профиля.

В качестве функции цели принят коэффициент профильных потерь $\zeta_{пр}(\bar{Y})$ с ограничением на безотрывность обтекания. Ставится задача определения коэффициентов полинома для описания выпуклой и вогнутой частей профиля с заданными геометрическими (под углы потока β_1, β_2), прочностными (зафиксирована площадь f или момент сопротивления) и технологическими характеристиками таким образом, чтобы достигался минимум функционала $\zeta_{пр}(\bar{Y})$ и удовлетворялось ограничение на отрыв пограничного слоя в виде неравенства.

Сформулированная задача оптимального профилирования математически записывается следующим образом:

$$\text{найти} \quad \min \left[\zeta_{пр}(\bar{Y}) \,\middle|\, B(\bar{Y}) \geq 0 \right], \qquad (5.I)$$

где $\bar{Y}$ – вектор варьируемых параметров;

$\zeta_{пр}(\bar{Y})$ – целевая функция, для вычисления которой определяе

эпюра скоростей обтекания профиля и рассчитывается пограничный слой;

$B(\bar{Y})$ - функция ограничения, обеспечивающая безотрывное обтекание профиля.

Задача поиска экстремума при наличии ограничения сводится с помощью метода штрафных функций к задаче без ограничения.

Задачу построения высокоэффективного профиля турбинной ступени можно упростить, подобрав удачный геометрический критерий оптимизации. В качестве такого критерия, обеспечивающего плавное изменение кривизны в наименьшем диапазоне ее изменения при условии отсутствия перегибов, можно взять величину максимального значения кривизны контура профиля, выбрав ее минимальной из всех возможных значений при построении профиля с принятыми параметрами и ограничениями.

Ставится задача

найти $$\min f(\bar{Y}) = \max |k|, \qquad (5.2)$$

где k - кривизна контура профиля, максимум которой, ищется отдельно для выпуклой и вогнутой частей при помощи одного из методов одномерного поиска.

Минимизация функционала (5.2) также осуществляется с помощью методов нелинейного программирования. На построение профиля с помощью ЭВМ БЭСМ-6 и определения профильных потерь требуется 3...6 минут машинного времени.

Созданные алгоритмы профилирования позволили спроектировать ряд решеток как конфузорных, так и диффузорных турбинных профилей.

В качестве первого исходного профиля ИИ был взят атласный профиль Р2 в таких условиях обтекания, которые обеспечивали наименьшие потери: $\bar{t} = 0{,}722$, $\beta_0 = 76^0 26'$, $\beta_1 = 29^0 30'$. Сохранив исходные, необходимые для машинного профилирования, данные, с помощью разработанных алгоритмов на ЭВМ БЭСМ-6 были получены новые профили: ИММК (по геометрическому критерию качества) и ИМПП (по минимуму профильных потерь). Расчетные величины профильных потерь соответственно равнялись 3,35, 3,16 и 3,00%. В дальнейшем в качестве исходных принимались корневые сечения рабочих лопаток мощных паровых турбин. Построение новых профилей осуществлялось по геометрическому критерию качества. С помощью этого же алгоритма построения оптимальных профилей были созданы новые профили (более 60) всей проточной части турбины К-500-240-2 ПОАТ "ХТЗ" им.С.М.Кирова. Расчетное исследование подтвердило преимущество вновь созданных профилей по срав-

нению с исходными на 0,2...0,8%.

Оптимизационные расчеты для одиночных ступеней турбомашин (в условиях хорошо организованного входа, отсутствия подсоса у корня и т.д.) показали целесообразность расширения режимных характеристик турбинных профилей. К профилям реактивного и активного типов представляется необходимым добавить турбинные профили диффузорного типа. Профилирование турбинных решеток с диффузорными каналами сопряжено с большими трудностями, так как у подобных решеток, в отличие от компрессорных, довольно большие углы поворота потока (до 140^0), малые углы входа потока β_1 и сравнительно низкие значения относительного шага $\bar{t}$ ($0,3 \leq t/b \leq 0,7$). Проектирование таких профилей необходимо производить по алгоритму минимизации профильных потерь с накладываемым ограничением, предотвращающим отрыв пограничного слоя. По этому принципу были построены и впоследствии экспериментально исследованы шесть профилей диффузорного типа ID ÷ 6D со значениями относительного шага $\bar{t} = 0,305...0,695$ и углами натекания потока $\beta_1 = 26^0 30'...18^0 31'$. В процессе расчетного исследования было спроектировано и обсчитано около 70 вариантов диффузорных решеток профилей, что позволило сформулировать рекомендации по проектированию решеток диффузорного типа.

В главе 6 приводятся результаты экспериментального исследования исходных и вновь спроектированных решеток профилей в аэродинамической трубе и ступеней осевых турбин.

Результаты сравнительных испытаний профилей ИИ, ИМИК и ИМПП при расчетном угле натекания потока $\beta_1 = 29^0 30'$ показали преимущество профиля ИМПП на 0,3...0,7% по сравнению с профилем ИИ и на 0,1... 0,3% по сравнению с ИМИК. Однако при углах натекания потока $\beta_1 > 30^0$ преимущество профиля ИМПП теряется. Успех создания решеток по минимуму профильных потерь зависит от наличия достоверных методик расчета распределений скорости по обводу профиля и пограничного слоя, надежного критерия, характеризующего возможность отрыва пограничного слоя, и других факторов. При этом огромное значение имеет правильная оценка и учет реальных условий обтекания профиля (нестационарность, степень турбулентности, диапазон изменения углов натекания потока и т.д.). Полученный в данной работе положительный результат при расчетном угле натекания в случае определения распределения скорости по обводу профиля с помощью интегральных уравнений, в предположении полностью турбулентного пограничного слоя и упрощенном методе его расчета, при оценке возможного отрыва пограничного слоя по критерию Бури говорит о правомочности постановки задачи в пред-

ложенном виде и о принципиальной реальной возможности достижения поставленной цели. Конечно, в задаче такого рода наиболее правильно в качестве функции цели брать интегральные потери.

Сравнительные испытания решеток профилей 1И и 1ММК (рис.6.1), 2И и 2ММК, 3И и 3ММК, 4МЖК подтвердили преимущество вновь созданных профилей, у которых к.п.д. на 0,3...1% выше исходных.

Экспериментальное исследование шести диффузорных турбинных решеток профилей в интервале чисел Маха 0,4...0,86 показали принципиальную возможность создания дозвуковых и околозвуковых диффузорных турбинных решеток для корневых сечений длинных и коротких лопаток, способных конкурировать по экономичности с обычными активными решетками (рис.6.2).

Для проверки выводов, полученных с помощью разработанных алгоритмов оптимизации проточной части осевой турбины, широко использовались опыты на ступенях как других исследователей, так и автора.

При постановке и организации своего экспериментального исследования автор выбирал наиболее сложные с точки зрения реализации варианты ступеней, считая, что экспериментальное подтверждение наиболее спорных выводов явится весомым аргументом в пользу созданной теории и алгоритмов оптимизации.

Проведенное автором экспериментальное исследование осевых турбинных ступеней имело целью:

- подтвердить достоверность разработанного алгоритма оценки влияния подсоса у корня и утечек через радиальный зазор на экономичность ступеней при различных уровнях степени реактивности;

- проверить вывод о возможности увеличения теплового перепада в одиночной осевой турбинной ступени без ухудшения ее экономичности путем снижения уровня реактивности на среднем радиусе и специального профилирования прикорневой зоны.

Экспериментальное исследование вариантов осевых турбинных ступеней с втулочным отношением $D_{ср}/l$ = 14,12, 3,6 и 2,6 проводилось на одноступенчатой экспериментальной воздушной турбине.

С втулочным отношением $D_{ср}/l$ = 14,12 были испытаны пять вариантов ступеней: I, II, III, IУ-А и IУ-Б. Ступень I явилась моделью ступени ЦВД мощной паровой турбины со степенью реактивности у корня, на среднем радиусе и периферии соответственно равной 3,5, 22 и 29,7%. Ступень II была запроектирована с повышенным тепловым перепадом, пониженной степенью реактивности: 6, -2 и -20% на периферии, среднем радиусе и у корня соответственно. Исследование показало, что максимальные к.п.д. ступеней I и II при минимальных радиальном и

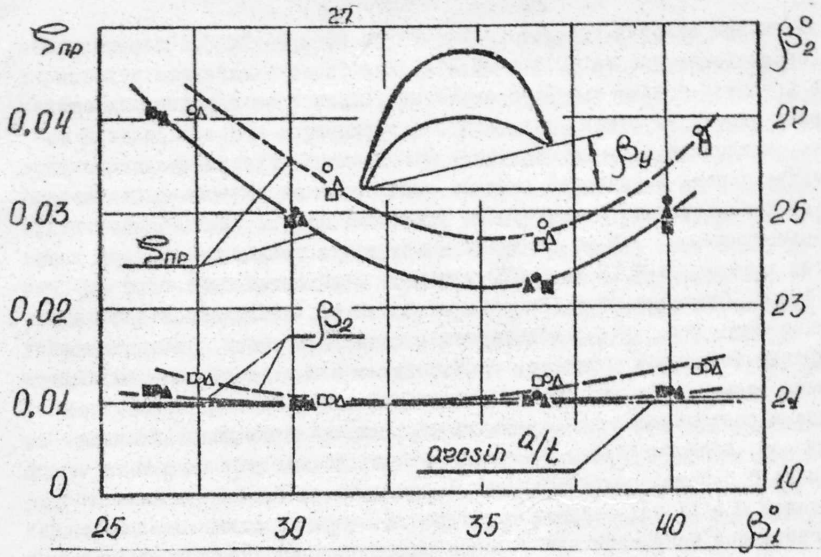


Рис.6.I. Результаты испытаний решеток IИ (– – – –) и IММК (———) в диапазоне чисел Маха 0,5...0,65.

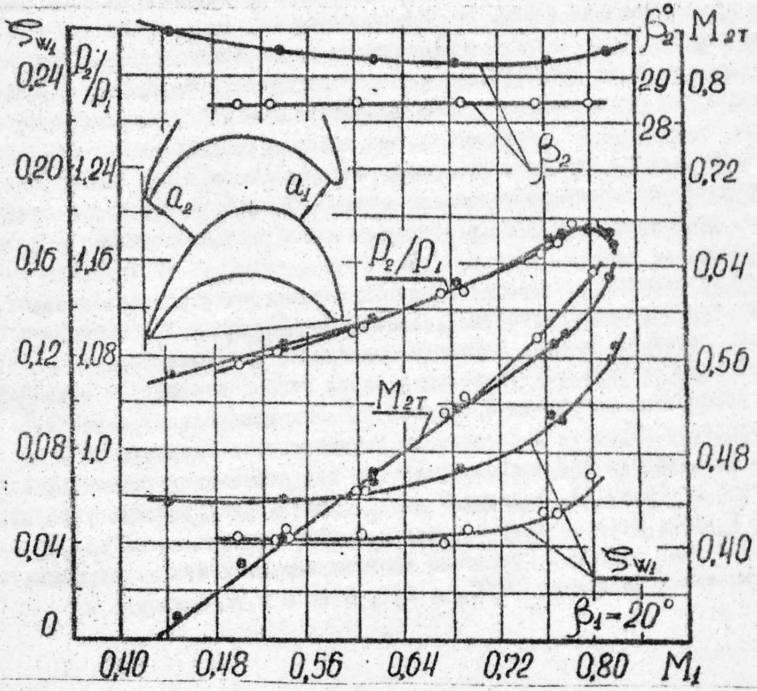


Рис.6.2. Результаты испытаний диффузорных турбинных решеток профилей 5D (———o———) и 6D (———●———).

межвенцовом зазорах соответственно равны 85 и 85,5% (по параметрам заторможенного потока 90,4 и 90,2%). Коэффициент нагрузки ступени П в 1,4 раза больше такового ступени I. Сравнение аэродинамических характеристик ступеней, полученных в результате траверсирования потока, позволило установить, что в нагруженной ступени произошло увеличение потерь в сопловой решетке вследствие увеличения срабатываемого ею теплоперепада и некоторого ухудшения к.п.д., связанного с уменьшением α_1. В то же время имеет место уменьшение потерь в рабочих лопатках с 8,15 до 6,87% и потерь с выходной скоростью с 5,19 до 4,86%. Снижение потерь в рабочих лопатках, наблюдаемое при более низком значении ψ^2, объясняется, главным образом, уменьшением величины теплового перепада, срабатываемого в рабочей решетке. Уменьшение утечек рабочего тела в радиальный зазор за счет пониженной степени реактивности на периферии ступени является дополнительным фактором, способствующим снижению потерь. Расход рабочего тела через ступень П больше расхода ступени I примерно на 20%. Испытания ступеней Ш и IУ подтвердили возможность создания одиночной ступени с повышенной нагрузкой при условии сохранения ее пропускной способности на уровне исходной ступени без ухудшения к.п.д.

С целью дополнительной экспериментальной проверки принципов расчета и проектирования осевых турбинных ступеней, изложенных в предыдущих главах, были созданы два варианта ступеней с $D_{ср}/l = 3,6$ и различным уровнем степени реактивности на среднем радиусе и у корня. Результаты эксперимента послужили материалом для сравнения опытных и расчетных данных, подтвердившего хорошее соответствие расчета с экспериментом по абсолютному уровню внутреннего к.п.д., зависимости экономичности ступеней от отношения скоростей u/c_ϕ, величины осевого, радиального зазоров и относительного расхода подсоса в корневой зазор.

При одинаковых начальных, конечных параметрах и расходе исследовались три варианта ступеней I, IA и П с $D_{ср}/l = 2,6$ и цилиндрической проточной частью. Варианты ступеней I и IA имеют глубокую отрицательную степень реактивности у корня (порядка - 25%) и отличаются различными корневыми профилями рабочих лопаток. Корневой профиль исходного варианта I очерчен по лемнискате, в варианте IA этот профиль был заменен специально созданным для работы в условиях сжатия потоке профилем ЗД. Вариант П имеет степень реактивности у корня, близкую к нулю. Направляющие и рабочие лопатки закручены по закону, близкому к $\rho c_z = const$. Сравнение опытных значений к.п.д. ступеней при оптимальных величинах $u/c_\phi = 0,7$, 0,68 и 0,72 приводит к

заключению об эффективности варианта IA. Повышение к.п.д. этого варианта относительно варианта I в зависимости от межвенцового расстояния составляет 0,8...2,5%, а относительно варианта II - 2...3%.

Следует еще раз подчеркнуть, что все вышеприведенные ступени рассматривались и испытывались в идеализированных условиях: в одиночном исполнении; с высоким к.п.д. направляющих лопаток и хорошо организованным входом рабочего тела на ступень; при отсутствии протечек через диафрагменное уплотнение и разгрузочные отверстия, величина которых для различных вариантов исполнения ступеней будет неодинаковой. В главе 4 показано, что наличие протечек в реальных условиях работы турбинной ступени в группе существенно влияет на оптимальный закон закрутки направляющих и рабочих лопаток, т.е. на величину степени реактивности у корня, которая не должна быть отрицательной, и характер распределения оптимальной степени реактивности по высоте ступени. Поэтому к результатам проведенного экспериментального исследования необходимо подходить в первую очередь как к наиболее сложной вариантной проверке правильности разработанных моделей и алгоритмов оптимизации.

В главе 7 анализируется действующая структура генерирующих мощностей энергосистем и энергообъединений, излагается методика определения оптимального состава оборудования электроэнергетических систем, укомплектованных тепловыми агрегатами, и режимов их работы, приведено расчетное исследование влияния различных факторов на оптимальный состав агрегатов в энергосистеме и технико-экономическая оценка полупиковых турбин. Исследуются вопросы, позволяющие определить, каким требованиям должны удовлетворять вновь создаваемые полупиковые энергоблоки как с точки зрения обоснования исходных параметров для проектирования агрегатов (удельный расход топлива, удельные капитальные вложения и др.), так и с точки зрения надежности (возможности ежесуточных запусков и остановов, количества часов работы в году). Исследуется зависимость между тепловой экономичностью, удельными капитальными вложениями и маневренностью полупиковых энергоблоков от условий работы (неравномерность суточных графиков, вид и стоимость топлива и др.).

В главе предложена методика, позволяющая по известным или прогнозируемым графикам нагрузки рассчитать требуемое оптимальное оборудование тепловых электростанций и режим его работы в течение определенного интервала времени. При этом в качестве функции цели выступают расчетные приведенные затраты

$$З = С + E_н K \longrightarrow min, \qquad (7.1)$$

где $З$ – расчетные приведенные затраты; $С$ – себестоимость продукции; K – капитальные вложения; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Для оптимального покрытия нагрузки используются агрегаты трех типов: базовые (Б), полупиковые (ПП) и пиковые (П). В качестве основных параметров агрегатов выбраны: удельные капитальные вложения $K_{уд}$, руб/кВт; годовое число часов работы Т, ч; стоимость потребляемого топлива $С$, руб/т; номинальная мощность N_0, МВт; номальный удельный расход топлива b_0, г/кВт.ч; стоимость запуска П, руб; диапазон регулирования агрегата D. Считается известным закон изменения удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки агрегата. Задача оптимизации формулируется в терминах динамического программирования.

Результаты проведенных расчетов показали, что число базовых агрегатов может существенно отличаться от количества энергоблоков, требуемого для покрытия минимума графика нагрузки; при проектировании тепловых электрических станций необходимо учитывать суточные графики работы системы, так как каждому суточному графику нагрузки соответствует свое оптимальное количество энергоблоков каждого типа; полупиковые агрегаты целесообразно использовать для покрытия части полупиковой зоны графика нагрузки и части пиковой зоны.

Приведенные исследования показали, что с увеличением мощности энергосистемы и с увеличением в ней единичной мощности агрегатов на экономичность полупиковых агрегатов накладываются менее жесткие ограничения.

Данные расчетных исследований позволяют заключить, что с ростом удельных капитальных вложений максимально допустимое значение удельного расхода топлива полупикового агрегата уменьшается.

Нецелесообразно проектировать полупиковые энергоблоки с удельными капитальными вложениями более 95 руб/кВт при удельных капиталовложениях в базовые энергоблоки 130 руб/кВт.

При удельных капиталовложениях в полупиковые энергоблоки 80 руб/кВт максимально допустимое значение удельного расхода топлива полупикового агрегата не должно превышать удельный расход топлива базовых энергоблоков более чем на 10...16% (в зависимости от стоимости топлива, коэффициента неравномерности, мощности системы и единичной мощности агрегатов).

З А К Л Ю Ч Е Н И Е

I. Сформулирована задача оптимизации осевой турбины как частный случай общей задачи оптимального проектирования технических устройств. Разработаны принципы построения алгоритмов оптимизации проточной части многоступенчатой осевой турбины, основанные на привлечении прямой задачи расчета, позволяющие как оптимизировать, так и проводить прямые расчеты с заданной геометрией.

Оптимальное проектирование проточной части осуществляется с использованием методов нелинейного программирования.

2. Предложена запись уравнения действительного процесса с потерями, где в качестве независимых переменных выступают давление P и энтальпия i, позволяющая иметь единую методику вычисления параметров как в случае идеального, так и реального рабочего тела.

Получена зависимость $P(i,S)$ для водяного пара, удобная для проведения практических расчетов.

Составлен с целью использования в программе оптимизации алгоритм определения к.п.д. неподвижных и вращающихся решеток. Путем сравнения расчетных и экспериментально полученных коэффициентов потерь в плоских решетках, ступенях турбомашин с короткими и длинными лопатками ($D_{ср}/l = 14{,}1 \ldots 3{,}6$), а также в условиях переменного режима работы ступени ($n = var$) получено подтверждение достоверности методики определения потерь в направляющих и рабочих решетках в зависимости от геометрических, конструктивных и газодинамических параметров. Расчетное исследование и сравнение с экспериментальными данными подтвердили возможность оценки расчетным путем эффективности осевых турбинных ступеней и выбора наилучшего варианта.

3. Предлагаются основанные на принципах нелинейного программирования методы, позволяющие при проектировании цилиндров осевых турбин или группы ступеней этих цилиндров в случае заданного закона изменения осевых составляющих скоростей или формы проточной части определить оптимальное количество ступеней, произвести распределение теплоперепадов между ступенями.

С помощью составленных на основании предложенных методов программ для ЭВМ БЭСМ-6 проведены расчетные исследования группы осевых турбинных ступеней, показавшие, что на оптимальное распределение теплового перепада между ступенями и других характеристик ступеней (степени реактивности, углов α_1, α_2 и т.п.) существенное влияние имеют соотношение между к.п.д. направляющих и рабочих лопаток и величина радиального зазора. Уменьшение к.п.д. рабочих решеток по сравнению с направляющими, увеличение радиального зазора снижают

уровень оптимальной степени реактивности. Угол выхода потока α_2 у промежуточных ступеней может быть как больше, так и меньше 90^0.

4. Получены удобные для дальнейшего анализа и предварительных расчетов формулы окружного к.п.д. идеальной осевой турбинной ступени в функции различных параметров, а также выражения, использование которых позволяет во многом ускорить выбор и предварительный расчет основных характеристик турбинных ступеней при их проектировании, оценить в первом приближении к.п.д. направляющих и рабочих лопаток по упрощенным зависимостям.

5. Разработан метод решения прямой осесимметричной задачи течения сжимаемой жидкости в проточной части газовых и паровых турбин, позволяющий надежно, что подтверждает сравнение с экспериментом, определить параметры рабочего тела осевой турбинной ступени с учетом пространственной картины течения.

Предложена методика расчета осевых турбин по сечениям в зазорах как частный случай общей осесимметричной задачи, с помощью которой можно производить в различных постановках расчеты как газовых, так и паровых турбин, а также учесть пространственный характер течения рабочего тела при оптимизации параметров осевой турбинной ступени.

6. Предложена методика оптимизации параметров осевой турбинной ступени с привлечением прямой задачи расчета ступени и разработан алгоритм оптимизации, базирующийся на сведении задачи оптимального управления к задаче нелинейного программирования с функцией цели-к.п.д. и системой ограничений в виде равенств. Проведены оптимизационные расчеты ряда турбинных ступеней, подтверждающие правильность разработанного алгоритма и возможность осуществлять с его помощью оптимизацию параметров вдоль радиуса осевой турбинной ступени с учетом пространственного течения рабочего тела и переменных коэффициентов скорости по высоте лопаток. Выигрыш к.п.д. оптимизированных осевых турбинных ступеней по сравнению с исходными составляет 0,1...0,4% за счет более правильно выбранного уровня степени реактивности и его градиента вдоль радиуса ступени, обеспечивающих минимальную величину суммы аэродинамических потерь и потерь с выходной скоростью.

7. Разработана математическая модель осевой турбинной ступени, отличающаяся уточнением формы меридианных линий тока с помощью использования сплайн-интерполяции по координатам в трех сечениях, единой методикой расчета потерь в ступени, учитывающей переменность коэффициентов скорости и расхода по высоте лопаток, различие в массе жидкости, проходящей через венцы, а также величин протечек в процессе пространственного расчета ступени с учетом их влияния на параметры

основного потока. Правильность принятой методики и алгоритма расчета ступеней проверена путем сравнения с большим количеством экспериментальных данных различных авторов по ступеням с $D_{ср}/l = 19...2,6$.

8. Проведен качественный анализ оптимальных законов закрутки лопаток осевых турбинных ступеней в широком диапазоне втулочного отношения $D_{ср}/l$, позволивший подтвердить и дополнить ранее полученные М.Е.Левиной и др.выводы. Расчеты показали, что оптимальные законы закрутки венцов для ступеней с различным втулочным отношением при разных величинах радиального зазора, в основном, определяются соотношением между величинами аэродинамических потерь, выходной скорости и потерь от утечки в радиальный зазор. Влияние аэродинамических потерь заметно сказывается на уровне степени реактивности при очень малых величинах утечек в надбандажное пространство. Для коротких лопаток (большие значения $D_{ср}/l$) существенная величина утечек приводит к оптимальной "обратной" закрутке направляющих лопаток, к выравненному закону изменения степени реактивности вплоть до нулевого градиента степени реактивности по высоте ступени. При увеличенных радиальных зазорах уменьшение градиента степени реактивности выгодно сопровождать снижением ее уровня на среднем радиусе. По мере увеличения длины рабочих лопаток (уменьшения отношения $D_{ср}/l$) наблюдается плавный переход от "обратной" к "прямой" оптимальной закрутке направляющих лопаток. Раскрытие проточной части существенно влияет на оптимальный закон закрутки.

Выигрыш в спроектированных ступенях по предложенной методике оптимизации, учитывающей пространственный характер течения рабочего тела, переменность коэффициентов скорости и расхода по высоте лопаток, потери от протечек в проточной части, по сравнению с исходными может достигать более 1,0%. Модернизация цилиндров мощных паровых турбин с применением разработанной методики позволяет повысить к.п.д. проточной части примерно на 0,5%. С увеличением радиальных зазоров выигрыш возрастает.

9. Разработан метод аналитического построения аэродинамически совершенных турбинных профилей с использованием степенных многочленов по геометрическому критерию качества и по минимуму профильных потерь, удовлетворяющих технологическим и прочностным ограничениям. Выигрыш во вновь спроектированных дозвуковых профилях лежит в пределах 0,2...0,8% по сравнению с рядом существующих профилей.

10. Показана принципиальная возможность создания высокоэффективных дозвуковых и околозвуковых диффузорных турбинных профилей и существенного повышения срабатываемого теплового перепада одиночными

турбинными ступенями (без ущерба для их экономичности) со специальным профилированием прикорневой зоны рабочих лопаток.

II. Разработана основанная на идеях динамического программирования методика, позволяющая определить технико-экономические показатели (к.п.д., удельные капитальные вложения, удельный расход топлива и др) полупикового агрегата на стадии проектирования, произвести выбор оптимального соотношения между базисными, полупиковыми и пиковыми агрегатами в энергосистеме, определить режим их работы в течение определенного интервала времени.

I2. Основанные выводы и рекомендации работы внедрены в паровые турбины, выпускаемые ПОАТ "ХТЗ" им.С.М.Кирова, а также в ПЭО "Днепроэнерго", с общим экономическим эффектом более 8 млн.рублей.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ

I. Шнеэ Я.И., Бойко А.В. Метод расчета направляющего аппарата с цилиндрическими очертаниями проточной части по заданному радиальному градиенту давления. - Энергетическое машиностроение. Харьков, I967, вып.5, с.24-29.

2. Шнеэ Я.И., Левина М.Е., Бойко А.В., Быстрицкий Л.Н. Экспериментальное исследование ступеней с нулевой степенью реактивности у корня и различным градиентом давления. - Энергетическое машиностроение, Харьков, I968, вып.7, с.38-45.

3. Морозов Д.И., Федоров М.Ф., Бойко А.В. Результаты улучшения корневого профиля длинной лопатки паровой турбины. - Энергомашиностроение, I97I, № 8, с.36-37.

4. Бойко А.В., Морозов Д.И. О возможном пути повышения нагрузки турбинной лопатки. - Изв.вузов СССР. - Авиационная техника, I974, № I, с.93-99.

5. Бойко А.В. Окружной коэффициент полезного действия идеальной осевой турбинной ступени. - Энергетическое машиностроение, Харьков, I976, вып.22, с.I8-2I.

6. Бойко А.В. Зависимость окружного к.п.д. идеальной осевой турбинной ступени от коэффициента расхода, нагрузки на лопатку и степени реактивности. - Энергетическое машиностроение, Харьков, I976, вып.22, с.22-26.

7. Бойко А.В. Угол поворота потока в рабочей лопатке идеальной осевой турбинной ступени. - Энергетическое машиностроение. Харьков, I977, вып.23, с.95-I0I.

8.Бойко А.В., Гончаренко Л.В. К профилированию решеток турбинных ступеней с повышенным теплоперепадом. - Энергетическое машиностроение.

Харьков, 1977, вып.25, с.101-104.

9. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Метод оптимального проектирования осевой турбинной ступени. - Теплоэнергетика, 1977, № 4, с.76-79.

10. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Савин И.М. Оптимальный выбор оборудования электроэнергетических систем. - Изв.АН СССР. - Энергетика и транспорт, 1977, № 1, с.21-26.

11. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. К выбору оптимальных характеристик элементарной ступени при заданных значениях u/c_ϕ и $\bar{c}_z$. - Изв.вузов СССР. - Энергетика, 1977, № 5, с.65-70.

12. Бойко А.В. Влияние коэффициента расхода на оптимальную степень реактивности элементарной турбинной ступени. - Энергетическое машиностроение. Харьков, 1977, вып.24, с.51-55.

13. Бойко А.В., Кожевников С.Н. Проектирование дозвуковых турбинных профилей оптимальной аэродинамической формы. - Теплоэнергетика, 1978, № 7, с.55-57.

14. Бойко А.В., Гончаренко Л.В. Влияние корневого подсоса рабочего тела на работу турбинной ступени. - Энергетическое машиностроение. Харьков, 1978, вып.26, с.14-18.

15. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Определение оптимальных параметров группы турбинных ступеней. - Энергомашиностроение, 1978, № 9, с.7-9.

16. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Одномерная теория оптимизации турбинной ступени. - Изв.вузов СССР. - Энергетика, 1978, № 9, с.86-90.

17. Бойко А.В., Кожевников С.Н. Построение профилей лопаток турбомашин с помощью степенных полиномов. - Энергетическое машиностроение, вып.27, Харьков, 1979, с.38-41.

18. Бойко А.В. Оптимальное проектирование элементов проточной части осевых турбин. - В кн.: VII-th Conference on Steam Turbines of Large Output. Тезисы докладов. Plzeň, Czechoslovakia, 1979.

19. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. К вопросу расчета осесимметричных течений в проточной части турбомашин при решении задачи оптимизации ступеней. - Теплоэнергетика, 1979, № 8, с.41-47.

20. Бойко А.В., Гончаренко Л.В. Экспериментальное исследование турбинных ступеней с повышенной нагрузкой. - В кн.: Всесоюзн.научн.-техн.конф.по газотурбинным и комбинированным установкам. Тезисы докладов. Москва, МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1979, с.29-30.

21. Бойко А.В., Кожевников С.Н. Методика аналитического построения турбинных профилей с помощью ЭВМ. - Энергетическое машиностроение. Харьков, 1980, вып.29, с.10-13.

22. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Об оптимизации параметров эле-

ментарной турбинной ступени. – Энергетическое машиностроение. Харьков, 1980, вып.29, с.38–41.

23. Бойко А.В., Кожевников С.Н. Аналитическое проектирование аэродинамически совершенных дозвуковых турбинных профилей. – Энергомашиностроение, 1980, № II, с.9–II.

24. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Кожевников С.Н. Оптимальное проектирование осевых турбинных ступеней. – В кн.: Всесоюзн.научн.-техн.конф."Современные проблемы двигателей и энергетических установок". Тезисы докладов. Москва, МАИ им.С.Орджоникидзе, 1981.

25. Bojko A.V. Optimal Projektierung einer Turbinenstufe. – Mitteilungen aus dem Kraftwerksanbagenbau der DDR, 1980, № 1, s.36–42.

26. Бойко А.В., Федоров М.Ф., Мельтюхов В.А. Аэродинамический стенд для испытания турбинных решеток профилей диффузорного типа. – Энергетическое машиностроение, Харьков, 1981, вып.31, с.25–32.

27. Бойко А.В., Федоров М.Ф., Кожевников С.Н. Создание и экспериментальное исследование новых аэродинамически совершенных дозвуковых турбинных профилей. – Изв.вузов СССР. – Энергетика, 1981, № 4, с.48–53.

28. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Оптимальные законы закрутки турбинной ступени с учетом протечек. – Теплоэнергетика, 1982, № I, с.37–39.

29. Бойко А.В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин. – Харьков: Вища школа, Изд-во при Харьк.ун-те, 1982. – 152 с.

30. Бойко А.В., Гончаренко Л.Е. Разработка и экспериментальное исследование осевых турбинных ступеней с повышенной нагрузкой. – Изв.вузов СССР. – Энергетика, 1982, № 7, с.56–60.