

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«Харьковский политехнический институт»

А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко

**Многокритериальная
многопараметрическая оптимизация
проточной части осевых турбин
с учетом режимов эксплуатации**

Монография

Х а р ь к о в
Підручник НТУ «ХПІ»
2 0 1 4

УДК 621.438 : 621.165
ББК 31.363
Б72

Р е ц е н з е н т ы :

А. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., Институт проблем машиностроения НАНУ,
чл.-корр. НАН Украины;

С. В. Епифанов, д-р техн. наук, проф., Национальный аэрокосмический университет
им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»

Публикуется по решению Учёного совета НТУ «ХПИ»
(протокол № 8 от 08.10.2013 г.)

Розглянуто математичні моделі об'єктів турбоустановки, які входять в загальну задачу її оптимізації. Викладаються методологія та принципи створення комплексу багатопараметричної і багаторежимної оптимізації турбоустановки в єдиному інтегрованому інформаційному просторі. Приводяться результати оптимізації геометричних параметрів проточної частини циліндрів сучасних потужних парових турбін на номінальних режимах, а також результати оптимізації геометричних параметрів проточних частин газових турбін з урахуванням режимів їх експлуатації.

Бойко А. В.

Б72 Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации : монография / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Изд-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014. – 220 с. – На рус. яз.

ISBN 978-966-2426-94-6

Рассмотрены математические модели объектов турбоустановки, входящих в общую задачу её оптимизации. Излагаются методология и принципы создания комплекса многокритериальной, многопараметрической и многорежимной оптимизации турбоустановки в едином интегрированном информационном пространстве. Приводятся результаты оптимизации геометрических параметров проточных частей цилиндров современных мощных паровых турбин на номинальных режимах, а также результаты оптимизации геометрических параметров проточных частей газовых турбин с учетом режимов их эксплуатации.

Ил. 74. Табл. 28. Библиогр.: 95 назв.

УДК 621.438 : 621.165
ББК 31.363

© Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С., 2014
© Изд-во «Підручник НТУ «ХПІ»», 2014

ISBN 978-966-2426-94-6

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a – местная скорость звука, м/с; горло межлопаточного канала, мм;
- B – осевая ширина решетки, мм;
- b – хорда профиля лопаток, мм;
- C, C_r, C_u, C_z – абсолютная скорость и ее составляющие в цилиндрической системе координат, м/с;
- C_0 – скорость, эквивалентная перепаду на отсек или ступень, м/с;
- C_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·град); коэффициент давления;
- C_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме, Дж/(кг·град);
- D (или d) – диаметр ступени (кольцевой решетки), мм;
- F – площадь поперечного сечения ступени (канала), м²;
- G – массовый расход рабочего тела, кг/с;
- H – удельная ротальпия (постоянная Бернулли) в относительном движении; перепад энтальпий в турбине, Дж/кг;
- h_u – удельная работа на окружности колеса, Дж/кг;
- Δh – удельная потеря кинетической энергии, Дж/кг;
- i – удельная энтальпия, Дж/кг; угол атаки, град;
- k – показатель изоэнтропы;
- ℓ – высота лопаток решетки, мм;
- M – число Маха;
- N – мощность ступени, Вт;
- N_{it} – заданное число итераций;
- n – число ступеней в отсеке; частота вращения рабочего колеса в ступени, об/мин;
- P – давление, МПа;
- R (или ρ') – степень реактивности, определенная по статическим параметрам на входе в ступень;
- \bar{R} (или ρ) – степень реактивности, определенная по параметрам торможения на входе в ступень;
- Re – число Рейнольдса;
- r – радиус ступени, мм; радиус округления входных и выходных кромок, мм;
- r, φ, z – оси цилиндрической системы координат;

S – удельная энтропия, Дж/(кг·град); осевое расстояние, м;
 s – длина (по линии тока), мм;
 T – температура, К;
 t – шаг решетки профилей лопаток, мм;
 u – окружная скорость рабочего колеса, м/с;
 W – скорость рабочего тела в относительном движении, м/с;
 z – число лопаток в решетке; последняя ступень турбины;
 α_n – коэффициент возврата теплоты группы n ступеней;
 α, β – углы между C, W и направлением вращения u (см. рис. 1.2), град;
 $\tilde{\beta} = 180^\circ - \beta$;
 β_r – конструктивный угол профиля, град;
 β_y – угол установки профиля, град; $\beta_b = 90^\circ - \beta_y$;
 γ – угол в меридиональной плоскости, град;
 ε (или θ) – угол поворота потока в лопатках, град;
 ζ – коэффициент потерь, отнесенных к скоростному (динамическому) напору на выходе из решетки;
 η_i – внутренний коэффициент полезного действия (КПД) ступени;
 η_u – окружной КПД ступени;
 Λ – штрафной коэффициент, а также коэффициент Лагранжа;
 μ – коэффициент массообмена венца; коэффициент использования выходной скорости;
 ν – отношение скоростей, u/C_0 ;
 ξ – коэффициент потерь, отнесенных к теоретическому перепаду на ступень;
 ρ – массовая плотность, кг/м³;
 σ – коэффициент изоэнтропийности;
 φ, ψ – коэффициенты скорости для неподвижной и вращающейся решеток;
 χ – коэффициент стеснения;
 Ψ – функция тока;
 Ψ^* – функция тока при максимальном радиусе;
 ω – угловая скорость вращения, с⁻¹;
 \aleph – кривизна линий тока, 1/м.

Индексы и другие знаки

0, 1, 2 – номера расчетных сечений на входе в ступень, в межвенцовом зазоре и за рабочим колесом;	р – расчетный; режимный;
абс – абсолютный;	р.з. – радиальный зазор;
бнд – Бендеман;	рк (или к) – регулировочный клапан;
вн (или к) – внутренний (корневой) радиус;	рс – регулировочная ступень;
в.с. – выходной скорости;	ср – значение на среднем радиусе;
вых – выход из рабочей решетки;	сс – сегмент;
грс – группа ступеней;	стк – стопорный клапан;
доп – дополнительный;	стр – струйка;
дп – дополнительный поток;	т – трубопровод;
з, задан – заданный;	терм – термический;
к – конструктивный;	ут – утечки;
кв – кипящая вода;	ц – цикл;
кр – критический;	цил – цилиндр;
л – рабочая лопатка;	э – эффективный;
мп – местные потери;	<i>int</i> – интегральный;
н (или с) – направляющая (сопловая) лопатка;	<i>i</i> – номер ступени;
ном – номинальный;	<i>j</i> – номер расчетного сечения;
оп – основной поток;	тах – максимальный;
отс. – отсека;	мин – минимальный;
п (или н) – периферийный (наружный) радиус; подсос;	<i>T</i> – соответствует изоэнтропийному расширению рабочего тела;
	<i>u</i> – проекция на окружное направление.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- GE* – *General Electric*
- ISO 11179* – Международный стандарт для описания элементов данных в базах данных и документах (2001 г.)
- ODBC* – *Open Data Connectivity* (программный интерфейс открытого доступа к базам данных)
- QIntDict*,
QPtrDict,
QPtrList – Классы динамических словарей открытой библиотеки *QT-mt331*
- SQL* – *Structured Query Language* (язык структурированных запросов) для создания, модификации и управления данными в реляционных БД
- SQLite* – Легковесная встраиваемая реляционная БД
- БД – База данных
- ГПА – Газоперекачивающий агрегат
- ГТ – Газовая турбина
- ГТУ – Газотурбинная установка
- ДС – Динамический словарь
- ЕИИП – Единое интегрированное информационное пространство
- ЗЭРК – Запорный элемент регулировочного клапана
- ИБДР – Информационная БД ресурсов
- ИММ – Исходная математическая модель
- К – Компрессор
- КПД – Коэффициент полезного действия
- КС – Камера сгорания
- Н – Нагнетатель природного газа
- НА – Направляющий аппарат
- ПО – Программное обеспечение
- ПП – Промперегрев

ПЧ	– Проточная часть
Р	– Регенератор
РК	– Рабочее колесо
РС	– Регулировочная ступень
СА	– Сопловой аппарат
САПР	– Система автоматизированного проектирования
САПР «Турбо- агрегат»	– Разрабатываемая на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» САПР оптимального проектирования СТОЭ
СК	– Стопорный клапан
СПР	– Сопловое парораспределение
СТИМ	– Структурно-топологическая информационная модель СТС
СТО	– Сложный технический объект
СТОЭ	– Сложный технический объект энергетики
СТС	– Сложная техническая система
СУБД	– Система управления БД
ТВД	– Турбина высокого давления
ТДУ	– Турбодетандерные установки
ТНД	– Турбина низкого давления
ТС	– Тепловая схема
УИС	– Управляющая иерархическая структура
УТДУ	– Утилизационные турбодетандерные установки
ФММ	– Формальная макромодель
ЦВД	– Цилиндр высокого давления
ЦНД	– Цилиндр низкого давления
ЦСД	– Цилиндр среднего давления

ПРЕДИСЛОВИЕ

Семидесятые – восьмидесятые годы прошлого столетия ознаменовались зарождением и быстрым развитием нового научного направления в турбиностроении – оптимальное проектирование. Существенный вклад в ее развитие внесли отечественные ученые, в том числе и харьковские школы ХПИ и ИПМаш, а также МЭИ, МВТУ, ЛПИ и др. Систематическое изложение используемых подходов, моделей и методов оптимизации проточной части осевых турбин было изложено в монографиях [1–4], а также в учебном пособии [5]. К сожалению, с распадом Советского Союза работы в этом направлении в течение ряда лет практически прекратились.

В то же время, следует отметить, что начатые в свое время в Советском Союзе работы по оптимальному проектированию проточной части осевых турбин и полученные результаты не только не потеряли своей актуальности, но в настоящее время широко развиваются. Об этом свидетельствует появление большого количества публикаций по этой теме и неуклонный их рост. Оптимизация проточных частей турбомашин является приоритетным направлением научно-исследовательских разработок ведущих зарубежных фирм и университетов. Без использования аппарата оптимизации невозможно говорить о прогрессе в области создания высокоэффективных проточных частей турбомашин, конкурентных на мировом рынке.

Проектирование турбоустановки является сложной многоуровневой задачей. Практически на всех уровнях проектирования на сегодняшний день созданы прикладные программы, позволяющие решать оптимизационные задачи, используя разнообразный математический аппарат. Однако в процессе оптимального проектирования исключительно важную роль

играет информационная согласованность между уровнями, которая зачастую отсутствует. Все это осложняет задачу оптимального проектирования турбоустановки как сложной технической системы.

Работа с широким диапазоном математических моделей и обеспечение для каждой задачи проектирования информационной связи с подсистемами соседних уровней может быть достигнута с применением блочно-иерархического представления процесса проектирования и организации их эффективного использования как единого информационно согласованного комплекса оптимального проектирования сложных технических систем. Эффективно решить отмеченную проблему информационного и системного единства множества математических моделей, методов, методик, информационных моделей объектов проектирования возможно лишь с помощью объединения их в единое интегрированное информационное пространство.

Следует также подчеркнуть, что зачастую турбоустановки работают в режимах далеко не соответствующих номинальному. Поэтому учет режима эксплуатации в оптимизационных задачах позволяет существенно повысить эффективность турбоагрегата.

Для турбин с отборами рабочего тела для различных нужд коэффициент полезного действия (КПД) перестает быть единственным критерием оптимальности. Необходимо в процесс оптимизации включить и такой важный параметр как вырабатываемую мощность. То есть задача оптимального проектирования турбоустановки становится многокритериальной.

Необходимо отметить, что взаимное влияние проектируемых объектов турбоустановки и множество параметров проектирования в каждом объекте, от которых зависит эффективность изделия, ставит на повестку дня задачу многопараметрической оптимизации.

Решению указанных проблем и посвящена предлагаемая читателю монография. В ней рассмотрены математические модели объектов турбоустановки, входящих в общую задачу оптимизации: схемы паровых и газотурбинных установок, система соплового парораспределения, регулирующая ступень, турбинная ступень и проточная часть турбины в целом.

От выбранных методов оптимизации сложной технической системы во многом зависит нахождение глобального экстремума при приемлемых затратах вычислительного машинного времени. В работе, с учётом сложно-

сти поставленной задачи и множества варьируемых параметров, рассматривается использование теории планирования эксперимента (с предложенным методом повышения точности формальных макромоделей) в сочетании с ЛП-поиском для нахождения оптимума.

Детально излагаются методология и принципы создания комплекса многоуровневой, рекурсивной, объектно-ориентированной, многокритериальной, многопараметрической и многорежимной оптимизации турбоустановки.

Рассмотрена методология создания и структура единого интегрированного информационного пространства многоуровневой многопараметрической и многокритериальной оптимизации турбоустановки, как частного случая сложной технической системы.

В качестве конкретных примеров применения разработанного комплекса приводятся результаты оптимизации геометрических параметров проточной части цилиндров современных мощных паровых турбин на номинальных режимах, а также результаты оптимизации геометрических параметров проточных частей газовых турбин с учетом режимов эксплуатации.

Авторы выражают благодарность всем сотрудникам кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ», которые содействовали выходу в свет данной монографии.

Г л а в а 1

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ОБЪЕКТОВ ТУРБОУСТАНОВКИ

Совместное функционирование и взаимное влияние различных объектов в составе турбоагрегата потребовало при моделировании их работы реализации концепции, основанной на объектно-ориентированном подходе формирования информационных моделей объектов проектирования и, соответственно, их математических моделей.

Для решения поставленной задачи оптимизации воспользуемся следующими допущениями, являющимися общими как при анализе работы группы турбинных ступеней, так и отдельной ступени:

1) Течение установившееся относительно вращающегося с постоянной угловой скоростью ω вокруг оси z рабочего колеса или неподвижного направляющего аппарата.

2) Жидкость сжимаемая ($\rho \neq \text{const}$), невязкая и нетеплопроводная. Эффект от вязких сил учитывается в виде возврата теплоты в уравнениях энергии и процесса (неизоэнтропийного), т. е. потери на трение учитываются энергетически.

3) В случае реального рабочего тела (влажный пар) рассматривается равновесный процесс расширения.

4) Течение осесимметричное, т. е. параметры потока не зависят от φ (рис. 1.8).

В указанных предположениях для одномерного течения жидкости в относительной, вращающейся с постоянной угловой скоростью ω вместе с ротором, системе координат уравнения сохранения энергии, состояния и процесса можно записать:

1) Уравнение сохранения энергии (первый интеграл уравнений Эйлера в относительной системе координат) [6]

$$H = i + \frac{W^2}{2} - \frac{u^2}{2} = i + \frac{C^2}{2} - uC_u = \text{const}, \quad (1.1)$$

где H – ротальпия или обобщенная энтальпия, постоянная вдоль линии тока.

Уравнение (1.1) описывает переход через вращающийся с постоянной угловой скоростью ω лопаточный венц с превращением части тепловой энергии в механическую работу. Случай течения через неподвижный венц получается как частный, при ω (или u) равной нулю. Процесс расширения газа в изолированной ступени, включающий в себя неподвижный и вращающийся лопаточные аппараты, и треугольники скоростей показаны на рис. 1.1 и 1.2.

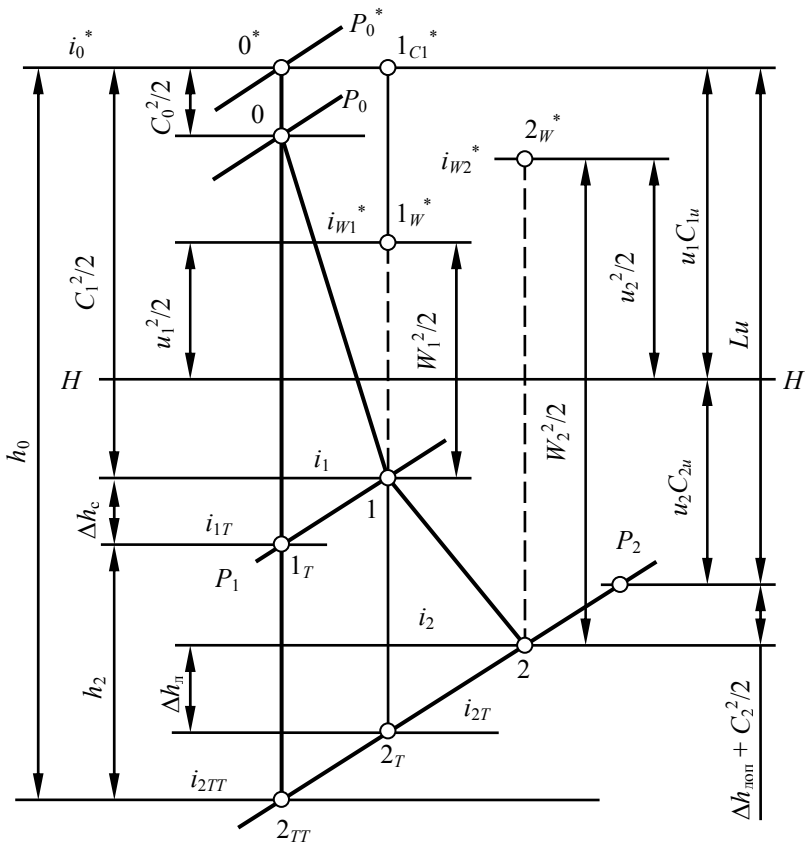
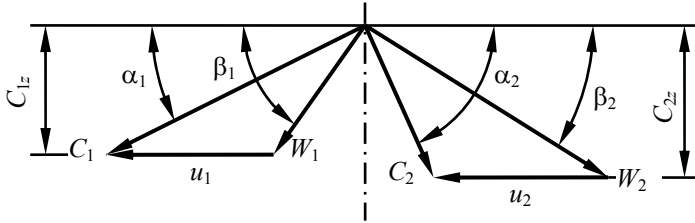


Рис. 1.1. Процесс расширения рабочего тела для осевой турбинной ступени в i -с-диаграмме



Р и с . 1 . 2 . Треугольники скоростей

2) Уравнение состояния может быть записано в различных формах в зависимости от принятых независимых переменных. Разработанные алгоритмы расчета и оптимизации ступеней осевых турбин позволяют рассчитывать и оптимизировать ступени как с идеальным, так и с 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 :

$$T = T(P, i); \quad \rho = \rho(P, i); \quad S = S(P, i). \quad (1.2)$$

Для совершенного газа уравнение состояния (1.2) с переменными P и i очень просто:

$$T = \frac{1}{C_p} i; \quad \rho = \frac{C_p P}{R i}; \quad S = S_0 + C_p \ln i - R \ln P. \quad (1.3)$$

Часто возникающая необходимость в определении местной скорости звука реализуется следующим образом. Скорость звука, как известно, определяется соотношением $a = \sqrt{(dP/dr)_{S=\text{const}}}$. Привлекая второе уравнение состояния (1.2) для определения $d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial i} di + \frac{\partial \rho}{\partial P} dP$ и термодинамическое тождество $i = u + Pv$, откуда $di = du + Pdv + v dP = dq + dP/\rho$. Для адиабатного и изэнтропийного процесса $dq = 0$. Тогда $di - dP/\rho = 0$ и, исключая из уравнения для $d\rho$ дифференциал удельной энтальпии, находим

$$a(P, i) = \sqrt{\rho / \left(\frac{\partial \rho}{\partial i} + \rho \frac{\partial \rho}{\partial P} \right)}. \quad (1.4)$$

3) Запись уравнения процесса истечения с учетом потерь также предполагает единую методику расчета, как для идеального, так и реального рабочего тела.

Нетрудно убедиться, что знание величины коэффициента скорости $\psi = W/W_T$ позволяет определить величину потерь при истечении

$$i - i_T = \frac{1 - \psi^2}{\psi^2} \frac{W^2}{2} \text{ и получить выражение, связывающее значения энтальпий } i_T \text{ и } i \text{ в конце изоэнтропийного и действительного процессов расширения, а также заторможенной величины энтальпии в относительном движении } i_W^* = H + u^2/2 = i + W^2/2 :$$

и получить выражение, связывающее значения энтальпий i_T и i в конце изоэнтропийного и действительного процессов расширения, а также заторможенной величины энтальпии в относительном движении $i_W^* = H + u^2/2 = i + W^2/2$:

$$(1 - \psi^2) i_W^* - i + \psi^2 i_T = 0. \quad (1.5)$$

Последнее выражение в сочетании с уравнением изоэнтропийного процесса от точки 1 с параметрами P_1, i_1 и значением относительной скорости W_1

$$S(P_1, i_1) = S(P_{W_1}^*, i_{W_1}^*) = S(P, i_T) \quad (1.6)$$

позволяет прийти, исключив из (1.5), например, i_T , к следующему уравнению процесса с неизвестными P, i :

$$S\left(P, \frac{1}{\psi^2} \left[i - (1 - \psi^2) i_W^* \right]\right) - S(P_{W_1}^*, i_{W_1}^*) = 0. \quad (1.7)$$

С помощью уравнения процесса (1.7) можно решать целый ряд задач, связанных с тепловыми расчетами ступеней, постановка которых зависит от того, какой параметр из неизвестных является заданным. Если считать известной удельную энтальпию i в конце процесса расширения, то получим уравнение (1.7) относительно давления P . Подобная задача возникает, например, при расчете ступени по заданной степени реактивности или определении противодавления по величине теоретического перепада энтальпий на ступень.

Решение уравнения вида (1.7) с одним неизвестным осуществляется с помощью минимизации квадрата невязки одномерным поиском экстремума. Обычно используется метод квадратичной аппроксимации [7], позволяющий получить решение уравнения (1.7) с приемлемой точностью за 5...10 вычислений невязок.

Для случая совершенного газа уравнение процесса, называемое иногда обобщенным адиабатическим [6], можно записать в виде:

$$\frac{P}{P_1} = \sigma \left(\frac{i}{i_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{\rho}{\rho_1} = \sigma \left(\frac{i}{i_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.8)$$

где $\sigma = \exp\left(\frac{S_1 - S}{R}\right)$ – коэффициент изоэнтропийности.

Приравнявая отношение давлений P/P_1 для изоэнтропийного (когда $\sigma = 1$) и действительного процессов, из (1.8) получаем $\sigma = (i_T/i)^{\frac{k}{k-1}}$. Из последнего выражения, учтя потери на трение с помощью коэффициента скорости $\psi = W/W_T$, легко имеем выражение для коэффициента изоэнтропийности [8].

$$\sigma = \left[\frac{1 - W^2 / (2\psi^2 i_W^*)}{1 - W^2 / (2i_W^*)} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.9)$$

где $i_W^* = H + u^2/2 = i + W^2/2$ – энтальпия по параметрам торможения в относительном движении.

Случай течения через неподвижный венец получается как частный вышеприведенных уравнений, при w (или u) равной нулю, путем замены в формулах i_W^* на i^* , W на C .

1.1. Математическая модель одномерного течения рабочего тела в многоступенчатой проточной части

Одномерные математические модели не утратили своей актуальности при появлении более сложных моделей расчёта, позволяющих рассматривать пространственное вязкое течение в турбинных решетках. На сегодняшний день одномерные модели расчёта практически незаменимы при решении таких задач, как предварительное проектирование и многорежимная оптимизация многоступенчатых проточных частей (ПЧ).

Согласно [1, 5], параметры одномерного потока следует рассматривать, как осредненные значения переменного по радиусу осесимметричного потока. В большинстве случаев, без большой ошибки, в качестве радиуса осреднения можно считать средний.

В этом случае система уравнений, описывающих стационарное одномерное течение потока в турбинной ступени, состоит из [1, 3, 5]:

1) Уравнений энергии и неразрывности в сечении за неподвижным сопловым аппаратом ($\omega = 0$):

$$H_0 = i_0^* = i_1 + \frac{C_1^2}{2} = \text{const}; \quad (1.10)$$

$$G_1 = \rho_1 C_{1z} F_1 = \text{const}. \quad (1.11)$$

2) Уравнений энергии и неразрывности в сечении за вращающимся рабочим колесом ($\omega \neq 0$):

$$H = i_1 + \frac{C_1^2}{2} - u_1 C_{1u} = i_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} = \text{const}; \quad (1.12)$$

$$G_2 = \rho_2 W_{2z} F_2 = \text{const}. \quad (1.13)$$

3) Уравнений процесса и состояния в расчётных сечениях:

• Уравнения процесса для сечений за направляющим аппаратом и за рабочим колесом:

$$S_0^* - S_{1T} \left(P_1, \frac{1}{\varphi^2} \left[i_1 - (1 - \varphi^2) i_0^* \right] \right) = 0; \quad (1.14)$$

$$S_1 - S_{2T} \left(P_2, \frac{1}{\psi^2} \left[i_2 - (1 - \psi^2) i_{2W}^* \right] \right) = 0. \quad (1.15)$$

• Уравнения состояния:

$$T = T(P, i); \quad \rho = \rho(P, i); \quad S = S(P, i). \quad (1.16)$$

4) Кинематических соотношений, связывающих углы и скорости потока в абсолютном и относительном движении.

5) Замыкающих соотношений.

На рис. 1.1 и рис. 1.2 приведены процесс расширения рабочего тела в турбинной ступени, который позволяет рассмотреть изменение параметров потока в осевых зазорах, и треугольники скоростей.

Программная процедура прямого одномерного расчёта, которая была использована в работе, позволяет выполнять тепловой расчет, как единичной осевой турбинной ступени, так и группы ступеней в следующих основных постановках:

- 1) Определение расхода G при заданном давлении торможения P_0^* на входе в ступень или отсек.
- 2) Определение давления P_0^* при известном расходе G .
- 3) Определение углов выхода из сопловых аппаратов α_1 для одновременно заданных P_0^* и G .

Для каждой из приведенных постановок также подлежат определению скорости потока C_1 и W_2 . Заданными во всех случаях являются:

- энтальпия торможения на входе в ступень или отсек i_0^* ;
- давление за ступенью/отсеком $P_{2 \text{ вых}}$;
- угловая скорость ω ;
- средние диаметры расчётных сечений D_1, D_2 , а также высоты сопловых и рабочих лопаток ℓ_1, ℓ_2 ;
- эффективные углы выхода из решеток $\alpha_{1э}, \beta_{2э}$;
- данные для оценки коэффициентов скорости решеток (хорды лопаток, количество лопаток в венцах, толщины кромок, геометрические углы входа на решетки и др.);
- данные для расчёта дополнительных потерь энергии (такие, как типы уплотнений и их размеры, величины осевых и радиальных зазоров, наличие и количество скрепляющих проволок и т. п.).

Конкретная постановка определяется видом замыкающих соотношений.

В качестве примера, рассмотрим задачу определения расхода G при фиксированном давлении P_0^* . В данном случае метод решения прямой одномерной задачи течения рабочего тела в осевой турбинной ступени будет следующим:

В сечении за сопловым аппаратом.

Теоретическая скорость выхода из сопла в абсолютном движении $C_{1T} = C_1/\varphi$. Используя уравнения энергии, процесса и состояния, определяем параметры рабочего тела в рассматриваемом сечении:

– действительная и теоретическая энтальпии потока

$$i_1 = i_0^* - \frac{C_1^2}{2} \quad \text{и} \quad i_{1t} = i_0^* - \frac{C_{1T}^2}{2}; \quad (1.17)$$

– давление

$$P_1 = P(i_{1t}, S_0^*); \quad (1.18)$$

– плотность

$$\rho_1 = \rho(P_1, i_1); \quad (1.19)$$

– энтропия

$$S_1 = S(P_1, i_1). \quad (1.20)$$

Из треугольников скоростей (рис. 1.2) определим окружную и осевую составляющие скорости выхода из сопловой решетки:

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1; \quad (1.21)$$

$$C_{1z} = C_1 \sin \alpha_1. \quad (1.22)$$

На основании уравнения энергии (1.12)

$$H = i_1 + \frac{C_1^2}{2} - u_1 C_{1u}. \quad (1.23)$$

Подставим полученные соотношения (1.17)–(1.19) и (1.22) в уравнение неразрывности для сечения за сопловым аппаратом (1.11)

$$G = \rho_1 C_{1z} F_1 = \rho_1 \left(P_1 \left(i_0^* - \frac{C_1^2}{2\varphi^2}, S_0^*(P_0^*, i_0^*) \right), i_0^* - \frac{C_1^2}{2} \right) C_1 \sin \alpha_1 F_1. \quad (1.24)$$

В уравнении (1.24) неизвестными являются следующие параметры: G и C_1 .

В сечении за рабочим колесом.

Теоретическая скорость выхода из рабочего колеса в относительном движении $W_{2T} = W_2/\psi$. Используя уравнение энергии (1.12), определим значения действительной и теоретической энтальпий в рассматриваемом сечении:

$$i_2 = H + \frac{u^2 - W_2^2}{2}; \quad i_{2T} = H + \frac{u^2 - W_{2T}^2}{2}. \quad (1.25)$$

Далее могут быть определены остальные параметры состояния рабочего тела:

– давление

$$P_2 = P(i_{2T}, S_1); \quad (1.26)$$

– плотность

$$\rho_2 = \rho(P_2, i_2), \quad (1.27)$$

и другие.

Осевая составляющая выходной скорости W_{2z} по треугольнику скоростей

$$W_{2z} = W_2 \sin \beta_2. \quad (1.28)$$

Запишем уравнение неразрывности (1.13) с учётом приведенных соотношений (1.20), (1.25)–(1.28)

$$\begin{aligned} G_2 &= \rho_2 W_{2z} F_2 = \\ &= \rho_2 \left(P_2 \left(H + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}, S_1(P_1, i_1) \right), H + \frac{u^2 - W_2^2}{2} \right) W_2 \sin \beta_2 F_2, \end{aligned} \quad (1.29)$$

где H определяется из выражения (1.24); давление P_1 – из (1.19) с учётом

(1.18) (т. е. $P_1 = P\left(i_0^* - \frac{C_1^2}{2\varphi^2}, S_0^*\right)$), а энтальпия i_1 – по формуле (1.18). Таким

образом, в уравнение неразрывности (1.29) входят три неизвестные: G , C_1 и W_2 . Если течение в решетках дозвуковое, то под углами α_1 и β_2 следует понимать эффективные углы выхода потока из решеток ($\alpha_{1\beta}$, $\beta_{2\alpha}$), а при

сверхзвуковом истечении – углы выхода потока с учётом отклонения в косом срезе [9, 10].

Для задачи прямого одномерного расчёта в рассматриваемой постановке, замыкающее соотношение имеет вид

$$P_2 \left(H + \frac{u^2 - W_2^2}{2\psi^2}, S_1 \right) = P_{2 \text{ задан}}. \quad (1.30)$$

Таким образом, получена система из трёх уравнений (1.25), (1.29) и (1.30) с тремя неизвестными (G , C_1 , W_2).

Для удобства, полученную систему уравнений можно записать в символическом виде:

$$\Delta_{g_1}(G, C_1) = 0; \quad \Delta_{g_2}(G, C_1, W_2) = 0; \quad \Delta_h(G, C_1, W_2) = 0. \quad (1.31)$$

Приведенная система уравнений решается численно путем минимизации суммы квадратов невязок $\Delta_{g_1}^2 + \Delta_{g_2}^2 + \Delta_h^2$ методом сопряженных градиентов Флетчера-Ривза [7].

После решения системы (1.31) осуществляется определение значений недостающих параметров потока у корня и на периферии, уточняются значения коэффициентов скорости решеток (φ , ψ), вычисляются различного рода дополнительные потери $\Delta h_{\text{доп}}$ (ротационные, от скрепляющих проволок, от нестационарности натекающего потока и др.), а также потери, связанные с надбандажными и прикорневными протечками. Указанное уточнение значений φ , ψ и остальных составляющих диссипации энергии в элементах ступени выполняется последовательными приближениями, количество которых обычно не превышает 5. Уточненные значения отмеченных параметров используются на следующей итерации решения системы уравнений (1.31) для более точного определения G , C_1 , W_2 . Итерационный расчётный процесс внешнего цикла продолжается до тех пор, пока число итераций уточнения не превысит допустимое (назначенное пользователем) значение (рис. 1.3).

Расчёт многоступенчатой ПЧ методически не отличается от приведенного расчёта одиночной ступени. При этом уравнения (1.31) записываются для каждой ступени, что приводит к системе вида:

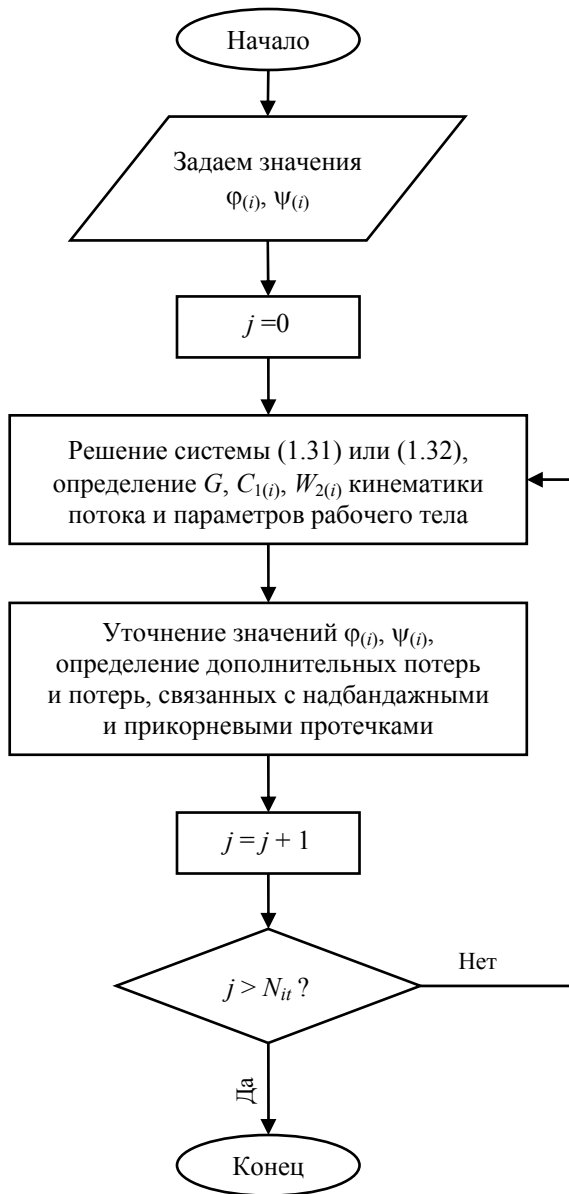


Рис. 1.3. Блок-схема цикла внешних итераций

1) Определение массового расхода на входе в рассчитываемую многоступенчатую ПЧ осевой турбины

$$G = G_0 \cdot e^{X_{(2n+1)}}, \quad (1.34)$$

где G_0 – начальное приближение по расходу.

2) Для каждой ступени выполняется расчет параметров потока в расчётных сечениях (по выходным кромкам сопловых и рабочих решеток).

Расходы для каждого последующего, вдоль оси турбины, сечения определяются по (1.33), т. е.

$$G_{1(i)} = G_{2(i-1)} + \Delta G_{1(i)}; \quad G_{2(i)} = G_{1(i)} + \Delta G_{2(i)}. \quad (1.35)$$

Скорости выхода потока из решеток для промежуточной ступени:

$$C_{1(i)} = C_{10(i)} \cdot e^{X_{(2i-1)}}; \quad W_{2(i)} = W_{20(i)} \cdot e^{X_{(2i)}}. \quad (1.36)$$

где $C_{10(i)}$ и $W_{20(i)}$ – начальные приближения для соответствующих скоростей, определяемые в соответствии с алгоритмом математической модели оценки начальных приближений [11].

При известных скоростях $C_{1(i)}$ и $W_{2(i)}$, геометрии ступени и параметрах потока на входе в ступень легко определяются недостающие параметры в расчётных сечениях (P , ρ , S и другие).

Теперь, для текущей ступени, могут быть определены невязки по массовому расходу рабочего тела:

$$\begin{cases} \Delta_{g1(i)} = (G_{1(i)} - \rho_{1(i)} F_{1(i)} C_{1z(i)}) / G_0; \\ \Delta_{g2(i)} = (G_{2(i)} - \rho_{2(i)} F_{2(i)} C_{2z(i)}) / G_0. \end{cases} \quad (1.37)$$

После того, как определены параметры потока на выходе из последней ступени отсека и значения невязок (1.37) для всех ступеней, вычисляется значение невязки по статическому давлению за последней ступенью ПЧ

$$\Delta_h = \frac{P_{2(n)} + \Delta P_{p.з.(n)}}{P_{2 \text{ задан}(n)}} - 1, \quad (1.38)$$

где $P_{2(n)}$ – полученное в результате расчёта статическое давление в сечении по выходной кромке рабочей решетки последней ступени; $\Delta P_{p.з.(n)}$ – изме-

нение давления, вызванное утечкой в радиальный зазор последней ступени; $P_{2 \text{ задан}(n)}$ – заданное значение статического давления на выходе из отсека.

3) Вычисление значения минимизируемой функции (суммы квадратов невязок) для текущей точки \vec{X}

$$F = \sum_{i=1}^n \left(\Delta_{g1(i)}^2 + \Delta_{g2(i)}^2 \right) + \Delta_h^2, \quad (1.39)$$

которое далее передается в процедуру поиска экстремума методом Флетчера-Ривза. Процесс поиска продолжается до тех пор, пока не будет найдено решение с заданной точностью, либо до момента достижения максимально допустимого количества итераций внешнего цикла.

Таким образом, приведенный алгоритм численного решения системы (1.32) позволяет подбирать такие значения неизвестных $C_{1(i)}$, $W_{2(i)}$, G , которые соответствуют минимальным уровням невязок, определяемым по расходам в расчетных сечениях и статическому давлению на выходе из отсека.

При численном решении системы уравнений во второй постановке, когда для заданного расхода через ПЧ определяется давление торможения рабочего тела на входе в ПЧ, зависимость (1.34) будет иметь следующий вид

$$P_0^* = P_{00}^* \cdot e^{X(2n+1)}, \quad (1.40)$$

где P_{00}^* – начальное приближение давления торможения рабочего тела на входе в ПЧ.

Аналогично, при определении эффективного угла сопловой решетки при заданных массовом расходе рабочего тела через проточную часть и давлении торможения перед ней

$$\alpha_{13(1)} = \alpha_{013(1)} \cdot e^{X(2n+1)}, \quad (1.41)$$

где $\alpha_{013(1)}$ – начальное приближение эффективного угла сопловой решетки первой ступени.

В каждой из отмеченных постановок решения одномерной задачи при определении уровня экономичности турбинных ступеней учитываются следующие виды диссипации энергии:

- 1) потери в решетках (представленные в виде суммы профильных и вторичных потерь);
- 2) потери, связанные с явлениями нестационарного натекания потока на сопловые и рабочие решетки;
- 3) потери, вызываемые наличием периферийных, прикорневых и диафрагменных протечек;
- 4) потери в рабочих решетках от подрезки выходных кромок;
- 5) дополнительные потери (потери энергии на трение диска и вентиляцию, выколачивание, влажность, наличие скрепляющих проволок, а также на трение в открытом и закрытых осевых зазорах и др.).

Для расчета приведенных потерь используются хорошо зарекомендовавшие себя методы и методики: профильные потери оцениваются по методике Крейга и Кокса (с поправками ХПИ) [12, 13]; вторичные – по методике Г. Ю. Степанова [6]; потери от нестационарности – по С. З. Копелеву [14]; потери от прикорневых и диафрагменных протечек – в соответствии с руководящими техническими материалами ЦКТИ; потери в рабочих решетках от подрезки выходных кромок – по методике, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» (подраздел 2.3). Применяемые методы и методики оценки диссипации энергии в элементах ПЧ основаны на использовании обобщенных данных, полученных на основании обработки результатов многочисленных экспериментов. В работе [15] выполнены обширные сравнительные исследования различных методик расчета потерь в турбинных ступенях. Сопоставление методик выполнялось с учётом экспериментальных данных, полученных для пяти осевых ступеней с различными геометрическими параметрами в широких диапазонах изменения чисел Маха, Рейнольдса и других определяющих параметров. Результаты расчётов показали, что одной из наиболее точных методик оценки потерь является методика Крейга и Кокса, которая позволяет довольно точно вычислить уровень потерь и характер их изменения при изменении условий работы турбинной ступени. Одним из недостатков методики Крейга и Кокса является то, что экспериментальные данные, положенные в основу методики, справедливы для решеток турбомашин, применявшихся в практике турбиностроения в 60–70-е годы прошлого столетия. Учитывая достигнутый уровень аэродинамического совершенства решеток современных ПЧ, в методику [12] был внесен ряд соответствующих поправок [13].

В задачах оптимизации эмпирические методы оценки диссипации энергии в элементах ПЧ незаменимы. Они позволяют с довольно высокой точностью оценить потери при постоянно меняющихся в процессе оптимизации параметрах решеток. Окончательную проверку потерь в проточной части целесообразно проводить контрольным расчетом с использованием вычислительной аэродинамики (*CFD*). Однако на сегодняшний день применение *CFD* расчетов для многоступенчатого отсека, цилиндра или турбины в целом по ряду причин не представляется возможным.

Описанная математическая модель прямого одномерного расчёта осевой ступени и группы ступеней была разработана и реализована в качестве программной процедуры на языке программирования C^{++} . При разработке и совершенствовании модели особое внимание уделялось вопросам ее верификации и идентификации [13, 16, 17]. В настоящий момент данная модель достаточно надежно и достоверно оценивает уровни диссипации энергии в проточной части и правильно отражает характер влияния на ее экономичность, как конструктивных, так и режимных параметров. В качестве примера, на рис. 1.4 и рис. 1.5 представлены расчетные и экспериментально полученные в турбинной лаборатории НТУ «ХПИ» зависимости КПД двухступенчатого отсека воздушной осевой турбины от режимного параметра $(u/C_0)_{отс.}$, при различных значениях зазоров надбандажных и диафрагменных уплотнений [18]. В табл. 1.1 приведены основные геометрические характеристики двухступенчатого отсека.

Таблица 1.1

Геометрические характеристики ступеней двухступенчатого отсека

Параметры	Направляющий аппарат		Рабочее колесо	
	1-я ступень	2-я ступень	1-я ступень	2-я ступень
Хорда b , мм	31,8	31,8	16	16
Угол установки, β_v	59°	59°	75°22	75°22
Относительный шаг $\bar{t} = t/b$	0,508	0,514	0,716	0,722
Относительная длина $\bar{l} = l/b$	0,612	0,786	1,44	1,69
Число лопаток z	68	68	96	96
Горло a , мм	3,66	3,68	4,184	4,186
$\arcsin(a_{изм}/l)$	13°0	13°02	21°10	21°15

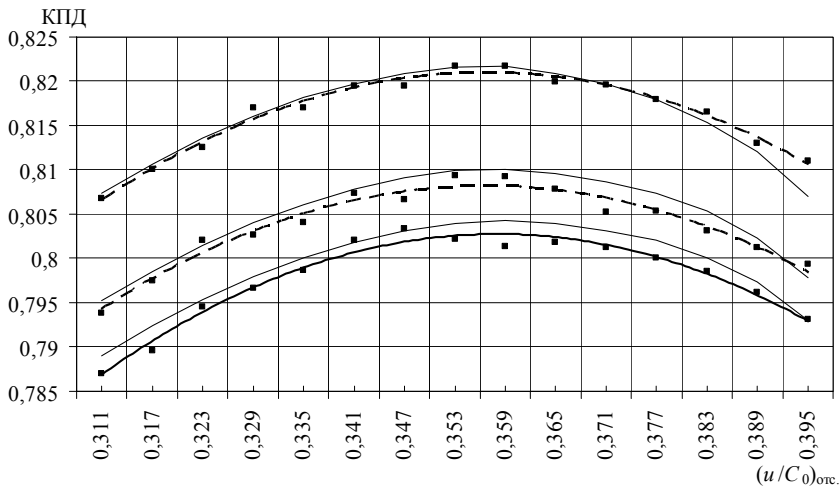


Рис. 1.4. Зависимости внутреннего КПД двухступенчатого отсека от отношения скоростей $(u/C_0)_{отс.}$ при $\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = 0,5$ мм:
a – $\delta_{p.3.2} = 0,5$ мм; *б* – $\delta_{p.3.2} = 1,1$ мм; *в* – $\delta_{p.3.2} = 1,5$ мм;
 (— — расчет; —●— — эксперимент)

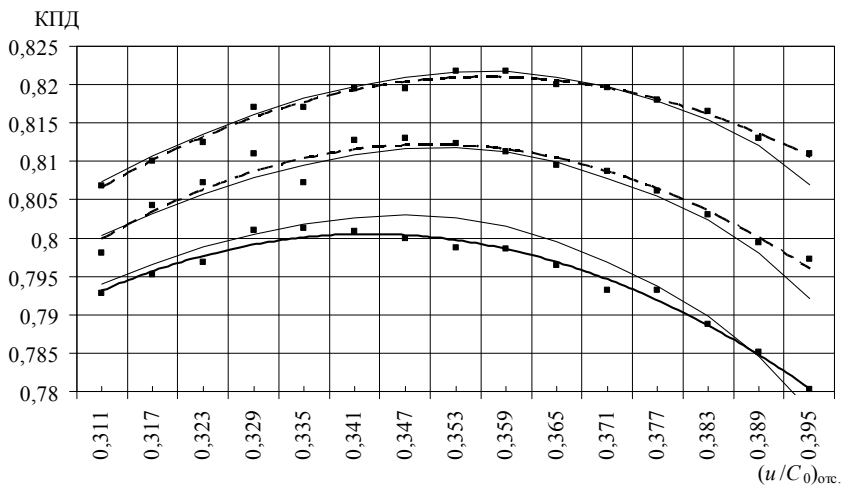


Рис. 1.5. Зависимости внутреннего КПД двухступенчатого отсека от отношения скоростей $(u/C_0)_{отс.}$ при $\delta_{p.3.2} = 0,5$ мм:
a – $\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = 0,5$ мм; *б* – $\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = 1,0$ мм; *в* – $\delta_{p.3.1} = \delta_{p.3.2} = 1,5$ мм;
 (— — расчет; —●— — эксперимент)

где m – равно увеличенному на два числу заданных в проекте расчетных сечений (струек тока) вдоль радиуса лопаток; j – номер сечения по высоте лопатки (первое сечение расположено у корня ступени).

С учетом этого размерность системы уравнений в коаксиальной математической модели течения рабочего тела ПЧ будет равна $(n + 1)m$.

Отмеченное увеличение числа сечений потребовалось для существенного приближения прикорневой и припериферийной струек тока к корневому и периферийному участкам ступени, соответственно. С этой же целью площадям поперечных сечений крайних струек тока присваиваются минимальные значения (1 % торцевой площади соответствующего венца ПЧ). Для первой итерации площади поперечных сечений остальных струек тока равны между собой и определяются следующим образом

$$S_{(i, j)} = 0,98 S_{(i)}(m - 2), \quad (1.43)$$

где $S_{(i)}$ – торцевая площадь венца.

После определения $S_{(i, j)}$ определяются радиусы всех средних линий струек тока, угловые скорости и значения всех геометрических характеристик решеток на этих радиусах. В последующих итерациях радиусы средних линий тока, и все характеристики решеток и потока рабочего тела определяются в соответствии с полученным распределением массового расхода рабочего тела вдоль радиусов соответствующих венцов. При этом обеспечивается равенство расходов рабочего тела (с учетом отборов и протечек) вдоль соответствующих струек тока.

Учитывая, что система уравнений (1.42) основана на использовании теории одномерного течения для каждой струйки тока, где отсутствуют уравнения радиального равновесия, становится очевидным, что при описанном выше способе задания размеров струек тока наиболее точно, с помощью данной модели, можно будет оценивать характеристики осевых турбин, в которых закрутка венцов соответствует закону $C_u R = \text{const}$ или близкому к нему. Для практических задач коаксиальная математическая модель наиболее приемлема для оценки характеристик ПЧ цилиндра высокого давления (ЦВД).

Несмотря на то, что течение рабочего тела вдоль каждой струйки тока в рассматриваемой коаксиальной математической модели ПЧ моделируется в соответствии с одномерной теорией, при расчете кинематики потока учитываются углы наклона средних линий каждой струйки тока (кривизна ли-

ний тока при этом не учитывается) и определяются все составляющие скоростей потока в межвенцовых зазорах. Для определения углов наклона средних линий струек тока используются кубические интерполяционные сплайны [19, 20]. Известной особенностью данных сплайнов является совпадение первых и вторых производных соседних участков сплайна в узлах их сопряжения. Это позволяет описать среднюю линию струйки тока одной зависимостью, обеспечивающей ей наиболее гладкую форму. Ниже приведены зависимости, по которым определяются значение сплайна в точке, его первая и вторая производные:

$$\begin{cases} R_{i(j,k)} = a_{(j,k)} + \left(b_{(j,k)} + \left(\frac{c_{(j,k)}}{2} + \Delta x \cdot \frac{d_{(j,k)}}{6} \right) \Delta x \right) \Delta x; \\ R'_{i(j,k)} = b_{(j,k)} + c_{(j,k)} \cdot \Delta x + d_{(j,k)} \cdot \frac{\Delta x^2}{2}; \\ R''_{i(j,k)} = c_{(j,k)} + d_{(j,k)} \cdot \Delta x, \end{cases} \quad (1.44)$$

где $a_{(j,k)}$, $b_{(j,k)}$, $c_{(j,k)}$, $d_{(j,k)}$ – коэффициенты кубического сплайна (для k -го участка, j -го сечения по высоте венца). Длина участка сплайна определяется расстоянием между выходными кромками соседних венцов в сечении, соответствующем среднему радиусу (j -й струйки тока); $R_{i(j,k)}$ – значение сплайна в рассчитываемой точке; $R'_{i(j,k)}$, $R''_{i(j,k)}$ – первая и вторая производные сплайна; Δx – расстояние между x координатой начального узла k -го участка сплайна и x координатой рассчитываемой точки.

В качестве примера на рис. 1.6. показаны линии тока, описанные кубическими интерполяционными сплайнами и соответствующие средним линиям струек тока ПЧ ЦВД турбины К-220-44.

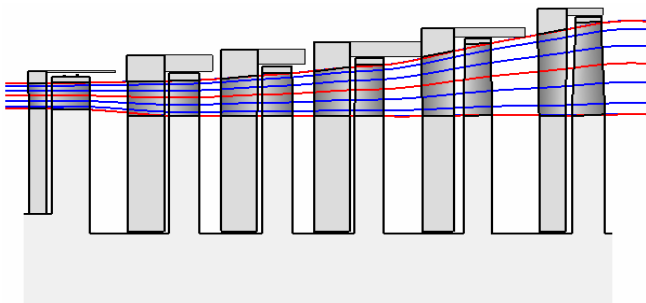


Рис. 1.6. Линии тока в ПЧ ЦВД турбины К-220-44

Ввиду того, что во внешнем итерационном цикле коаксиальной математической модели ПЧ многоступенчатой осевой турбины (также, как и в одномерной математической модели ПЧ) величины сепарации влаги, надбандажных и прикорневых протечек, а также величины отборов рабочего тела на теплофикацию и подогрев питательной воды относятся ко всей ступени, а не к каждой струйке тока, возник вопрос адекватного распределения отмеченных изменений массового расхода между струйками тока.

В данном случае предусмотрено два варианта распределения протечек и отборов рабочего тела между струйками тока:

1) Суммарное изменение массового расхода рабочего тела при переходе от одного венца к другому распределяется между струйками тока пропорционально их торцевым площадям (1-я итерация).

2) Распределение величины изменения массового расхода осуществляется пропорционально массовому расходу струйки тока, размеры которой определены из условия равенства массовых расходов каждой струйки тока в соответствии с законом изменения расхода вдоль радиуса ступени, полученному на предыдущей итерации.

Кроме того, предусмотрены также два варианта распределения вторичных потерь по высоте лопатки:

1) Вторичные потери концентрируются у торцов лопаток.

2) Вторичные потери распределяются равномерно между всеми струйками тока (пропорционально массовому расходу струйки тока).

Интегральные показатели каждой ступени в коаксиальной модели определяются по нижеприведенным зависимостям.

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{0(i)} = \sum_{j=1}^m g_{0(i,j)}; \quad G_{1(i)} = \sum_{j=1}^m g_{1(i,j)}; \quad G_{2(i)} = \sum_{j=1}^m g_{2(i,j)}; \\ N_{стр(i)} = \sum_{j=1}^m N_{стр(i,j)}; \quad N_{(i)} = \left(\sum_{j=1}^m g_{1(i,j)} \cdot h_{(i,j)} \right) / G_{1(i)}; \\ \eta_{(i)} = \left(\sum_{j=1}^m g_{0(i,j)} \cdot \eta_{(i,j)} \right) / G_{0(i)}; \quad Lu_{(i)} = \left(\sum_{j=1}^m g_{0(i,j)} \cdot lu_{(i,j)} \right) / G_{0(i)}; \\ \Phi_{(i)}^2 = \left(\sum_{j=1}^m g_{1(i,j)} \cdot \Phi_{(i,j)}^2 \right) / G_{1(i)}; \quad \Psi_{(i)}^2 = \left(\sum_{j=1}^m g_{2(i,j)} \cdot \Psi_{(i,j)}^2 \right) / G_{2(i)}, \end{array} \right. \quad (1.45)$$

где $g_{0(i,j)}$, $g_{1(i,j)}$ и $g_{2(i,j)}$ – массовые расходы рабочего тела j -й струйки тока на входе в i -ю ступень, а также через ее сопловую и рабочую решетки, соответственно; $N_{стр(i,j)}$, $h_{(i,j)}$, $lu_{(i,j)}$ – мощность, располагаемый теплопере-

пад и работа j -й струйки тока i -й ступени; $\eta_{(i,j)}$, $\varphi_{(i,j)}^2$, $\psi_{(i,j)}^2$ – КПД, квадраты коэффициентов скорости сопловой и рабочей решеток вдоль j -й струйки тока i -й ступени.

Аналогичным образом определяются и другие интегральные показатели ступеней ПЧ осевой турбины.

Описанная в данном подразделе коаксиальная математическая модель течения рабочего тела в ПЧ осевой турбины, как отмечалось выше, предназначена для решения задач анализа конструкций ПЧ, у которых закрутка венцов соответствует закону $C_u R = \text{const}$ или близкому к нему. Вместе с тем, использование указанных теоретических зависимостей, определяющих распределение эффективных углов сопловой и рабочей решеток вдоль радиуса ступени, не гарантирует фактического характера течения рабочей жидкости в межвенцовых зазорах, соответствующего закону $C_u R = \text{const}$. Данный факт объясняется тем, что коэффициенты скорости ($\varphi_{(i,j)}$ и $\psi_{(i,j)}$) сопловой и рабочей решеток каждой струйки тока ступени отличаются друг от друга, что, естественно, вносит искажения в кинематику потока, соответствующую теоретическому распределению скоростей вдоль радиуса ступени. С учетом этого, в коаксиальной математической модели ПЧ предусмотрен режим «проектирования», при котором в блоке внешних итераций, аналогичном рис. 1.3, введен дополнительный внутренний цикл коррекции эффективных углов вдоль радиуса ступени с целью обеспечения реального течения рабочей жидкости, соответствующего закону $C_u R = \text{const}$ каждой струйки тока (рис. 1.7).

Используя режим «проектирования» в коаксиальной математической модели ПЧ, удастся обеспечить реальное течение рабочей жидкости в межвенцовых зазорах для каждой струйки тока в соответствии с законом $C_u R = \text{const}$.

1.3. Математическая модель осесимметричного течения реального рабочего тела в проточной части многоступенчатой осевой турбины

Не смотря на то, что коаксиальная математическая модель течения рабочего тела в ПЧ, описанная в предыдущем подразделе, имеет достаточно узкую область самостоятельного применения, все же она обладает достаточно высоким потенциалом. Если формирование поперечных размеров струек тока осуществлять с учетом результатов решения уравнения радиального равновесия, то данная модель может с успехом использоваться при расчете осесимметричного течения в многоступенчатой ПЧ осевой турбины с практически любыми видами закруток ее венцов.

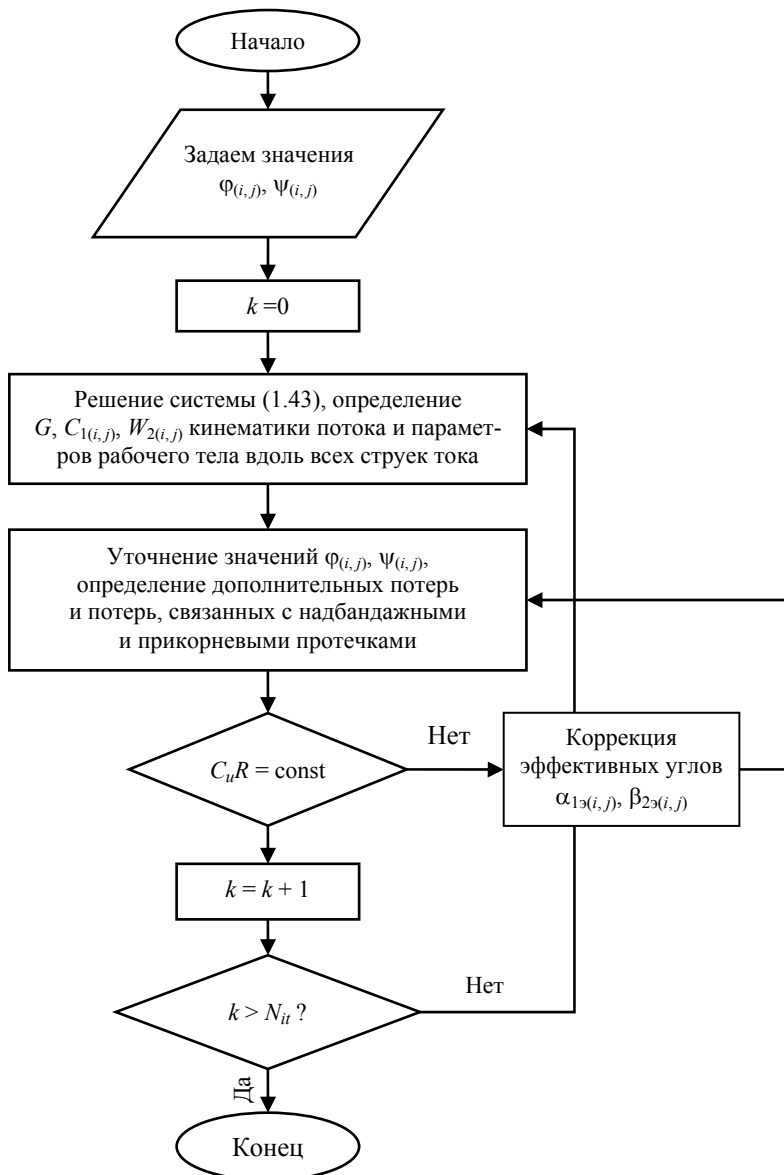


Рис. 1.7. Блок-схема цикла внешних итераций с внутренним циклом коррекции эффективных углов сопловой и рабочей решеток

Рассмотрим более подробно реализацию принципа формирования поперечных размеров струек тока, основанного на использовании результатов решения осесимметричной задачи для каждого венца ПЧ.

В первую очередь, проанализируем основные уравнения и особенности моделирования осесимметричного течения, которые, в настоящее время, уже достаточно хорошо изучены и нашли свою практическую реализацию в задачах для **отдельных ступеней** ПЧ [1, 8, 16, 17].

С учетом принятых нами допущений система уравнений, описывающая установившееся осесимметричное течение сжимаемой жидкости, включает в себя:

1) Уравнение движения в относительной системе координат в форме Крокко [21]

$$-\vec{W} \times [\nabla \times \vec{W}] + 2\vec{\omega} \times \vec{W} = T\nabla S - \nabla H + \vec{F} + \vec{f}, \quad (1.46)$$

где $H = i + W^2/2 - u^2/2$ – ротальпия; \vec{F} – лопаточная сила;

$$\vec{f} = -\vec{W} \frac{T}{W^2} (\vec{W}, \Delta S) \text{ – сила трения.}$$

2) Уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot (\chi \rho \vec{W}) = 0, \quad (1.47)$$

где χ – коэффициент стеснения.

3) Уравнение процесса (1.7) или систему уравнений, описывающую процесс

$$\begin{cases} (1 - \psi^2)(H + u^2/2) - i + \psi^2 i_T = 0; \\ S_{\text{вх}} - S_T(P, i_T) = 0. \end{cases} \quad (1.48)$$

4) Уравнения состояния:

$$T = T(P, i); \quad \rho = \rho(P, i); \quad S = S(P, i). \quad (1.49)$$

5) Уравнение поверхности тока

$$(\vec{W}, \vec{n}) = 0, \quad (1.50)$$

где \vec{n} – нормаль к поверхности S_2 [22] (рис. 1.8).

б) Уравнение ортогональности лопаточной силы к поверхности тока

$$[\vec{n}, \vec{F}] = 0. \quad (1.51)$$

Проекции вихря в относительном движении $\text{rot } \vec{W} = \nabla \times \vec{W}$ определяются при помощи нижеприведенных формул:

$$\begin{cases} \text{rot}_r \vec{W} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial W_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial (rW_u)}{\partial z} \right); \\ \text{rot}_u \vec{W} = \frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_z}{\partial r}; \\ \text{rot}_z \vec{W} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial (rW_u)}{\partial r} - \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} \right). \end{cases} \quad (1.52)$$

С учетом (1.52) проекции уравнения движения (1.46) на оси цилиндрической системы координат запишутся следующим образом:

– на ось r (уравнение радиального равновесия):

$$-\frac{W_u}{r} \frac{\partial (rW_u)}{\partial r} - W_z \left(\frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_z}{\partial r} \right) - 2\omega W_u = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial H}{\partial r} + F_r + f_r; \quad (1.53)$$

– на ось u :

$$\frac{W_r}{r} \frac{\partial (rW_u)}{\partial r} + W_z \frac{\partial W_u}{\partial z} + 2\omega W_r = F_u + f_u; \quad (1.54)$$

– вместо проекции на ось z будем использовать уравнение сохранения энергии [21]

$$\frac{\partial H}{\partial s} = 0. \quad (1.55)$$

Составляющие относительной скорости с учетом обозначенных углов потока (рис. 1.8) запишутся в виде:

$$\begin{cases} W_z = W_S \cos \theta = W \sin \beta \cos \theta; \\ W_u = W_S \text{ctg } \beta = W \cos \beta; \\ W_r = W_S \sin \theta = W \sin \beta \sin \theta. \end{cases} \quad (1.56)$$

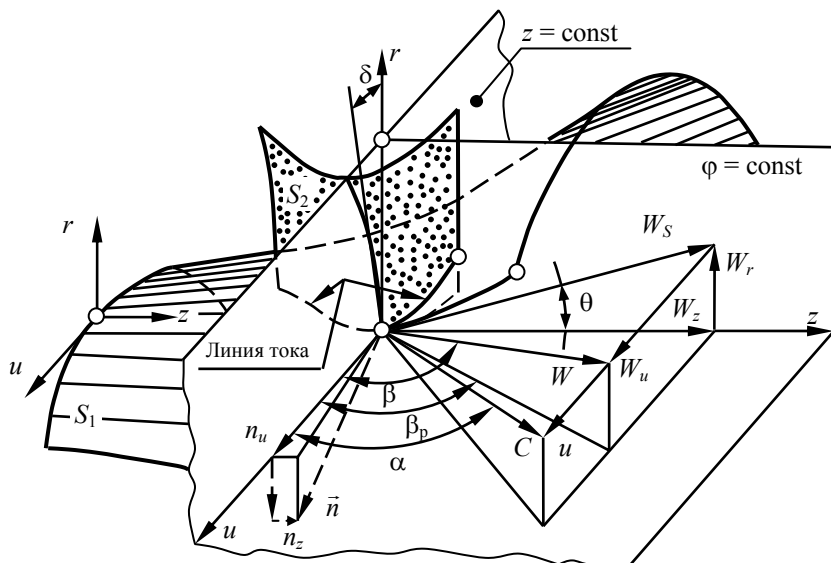


Рис. 1.8. Поверхности тока трехмерного относительного движения, углы потока и составляющие скорости

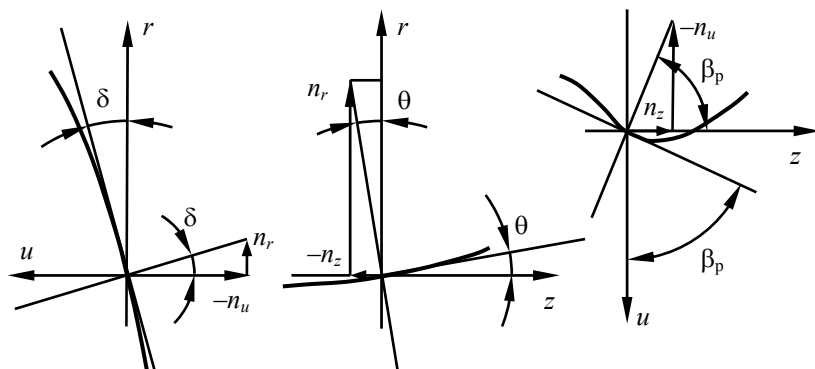


Рис. 1.9. Проекции нормали к поверхности S_2

Из условия $[\vec{n}, \vec{F}] = 0$ имеем:

$$n_r F_u = n_u F_r; \quad n_z F_u = n_u F_z; \quad n_z F_r = n_r F_z.$$

Выразим отношения проекций нормали через углы потока (рис. 1.9):

$$\operatorname{tg} \delta = -\frac{n_r}{n_u}; \quad \operatorname{tg} \theta = -\frac{n_z}{n_r}; \quad \operatorname{ctg} \beta_p = \frac{n_z}{n_u}.$$

Тогда можно записать:

$$F_r = -\operatorname{tg} \delta F_u; \quad F_z = -\operatorname{ctg} \beta_p F_u; \quad F_z = -\operatorname{tg} \theta F_r. \quad (1.57)$$

Одним из известнейших методов решения осесимметричных задач считается **метод кривизны линий тока**. Он основан на разбиении проточной части поперек канала линиями, вдоль которых уравнения движения и неразрывности становятся обыкновенными дифференциальными уравнениями. Их можно проинтегрировать, задав дополнительную информацию о геометрических характеристиках линий тока в точках пересечения с поперечными каналу линиями. После интегрирования находятся уточненные линии тока, вычисляются параметры, характеризующие их форму, и процесс повторяется до достижения сходимости [1, 5].

Метод кривизны линий тока годится для расчета течения в свободных (осесимметричных) каналах, а также в проточных частях турбомашин, где осесимметричные свободные области чередуются с областями, занятыми неподвижными и вращающимися лопатками.

Преобразовав уравнение неразрывности и радиального равновесия в некотором сечении $\ell = \text{const}$ (рис. 1.10), на каждой координатной линии ℓ_i мы получаем двухточечную краевую задачу вида [1, 5]:

$$\begin{cases} \frac{d\ell}{d\psi} = \frac{1}{r\rho\chi W_S \sin \tilde{\theta}}; \\ A_1 \frac{dW_S}{d\psi} + A_2 + \frac{A_3}{W_S} + \frac{A_4}{W_S^2} = 0, \end{cases} \quad (1.58)$$

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

При этом должно выполняться условие безотрывности течения, что эквивалентно выполнению условия $W_S > 0$.

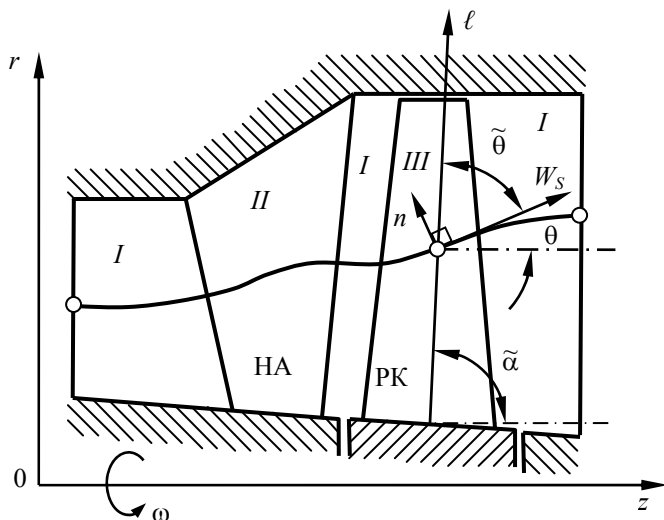


Рис. 1.10. Схема проточной части с расчетными сечениями в смежных областях: I – свободный канал; II – направляющий аппарат (НА); III – рабочее колесо (ПК)

Поскольку проточная часть состоит из нескольких участков (подводящий канал, неподвижный направляющий аппарат, межвенцовый зазор, вращающееся рабочее колесо, отводящий канал), (рис. 1.10), течение в них описывается уравнениями (1.58) с различными формулами для коэффициентов A_1, \dots, A_4 . Они не приводятся ввиду громоздкости выражений [1, 3].

Рассмотренная выше в общей постановке задача расчета осесимметричных течений сжимаемой жидкости в проточной части осевых турбин может быть упрощена и сведена к задаче расчета по зазорам, подробно рассмотренной в [1, 8]. Расчет по зазорам является частным случаем предлагаемой общей осесимметричной задачи.

В рассматриваемом частном случае течение в осевом зазоре рассматривается при изложенных ранее основных предположениях. Кроме того следует заметить, что в пределах осевого зазора: в свободном от лопаток пространстве $\chi = 1$; из-за малой его протяженности в осевом направлении энтропия S не меняется вдоль меридианных линий тока (т. е. $\partial S / \partial s = 0$); можно пренебречь составляющими сил $F_r = f_r = 0$; поток сохраняет направление движения, сообщенное ему лопатками (т. е. **задан угол потока β**).

В принятых предположениях уравнение радиального равновесия можно записать [1]

$$W_S^2 \left[\aleph \cos \theta + \sin \theta \frac{\partial \ln W_S}{\partial s} - \frac{\text{ctg}^2 \beta}{r} - \frac{1}{2} \frac{\partial \text{ctg}^2 \beta}{\partial r} - (1 + \text{ctg}^2 \beta) \frac{\partial \ln W_S}{\partial r} \right] - \quad (1.59)$$

$$- 2\omega W_S \text{ctg} \beta - T \frac{\partial S}{\partial r} + \frac{\partial H}{\partial r} = 0,$$

где $\aleph = \partial \theta / \partial s$ – кривизна меридианной линии тока.

Для вычисления выражения $\partial \ln W_S / \partial s$ воспользуемся уравнением [1, 3]

$$\frac{\partial \ln W_S}{\partial s} = \frac{1}{\left[1 - W_S^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} + \frac{\partial \ln \rho}{\partial i} \right) \right]} \times \left[\aleph \text{tg} \theta - \frac{\cos \theta}{r} \frac{\partial (r \text{tg} \theta)}{\partial r} - \right. \quad (1.60)$$

$$\left. - \frac{C_u^2 r^2}{r^3} \sin \theta \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} + \frac{\partial \ln \rho}{\partial i} \right) + T \frac{\partial S}{\partial s} \frac{\partial \rho}{\partial P} \right].$$

Уравнение радиального равновесия (1.60), записанное относительно скорости W (что позволяет избавиться от производной $\partial \text{ctg}^2 \beta / \partial r$), перейдя к новой независимой переменной Ψ с помощью соотношения $d/dr = r\rho W_S \cos \theta d/d\Psi$, принимает вид

$$\frac{dW}{d\Psi} = - \frac{\sin \beta}{\mu r \rho \cos \theta} \left(B \sin \theta - \aleph \cos \theta + \frac{\text{ctg}^2 \beta}{r} + \frac{2\omega \text{ctg} \beta}{\sin \beta W} \right) + \quad (1.61)$$

$$+ \frac{1}{W} \left(\frac{dH}{d\Psi} - T \frac{dS}{d\Psi} \right).$$

Уравнение неразрывности, как известно, записывается следующим образом

$$\frac{dr}{d\Psi} = \frac{1}{\mu r \rho W \sin \beta \cos \theta}, \quad (1.62)$$

где μ – коэффициент, учитывающий изменение расхода рабочего тела от сечения к сечению.

Таким образом, течение в зазоре ступени турбины описывается системой двух обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка (1.61), (1.62) с граничными условиями $r(0) = r_{\text{вн}}$; $r(\Psi^*) = r_{\text{п}}$. Величины

$B = -\partial \ln W_S / \partial s$ определяются с помощью (1.60), энтальпия согласно уравнению энергии (1.1). Для вычисления температуры, плотности и энтропии по формулам (1.49) необходимо знать кроме значения энтальпии i также давление P , которое при некотором W находится из второго уравнения (1.48)

$$S_{\text{вх}} = S_T \left\{ P, \left[\left(H + \frac{u^2}{2} \right) - \frac{W^2}{2\Psi^2} \right] \right\}. \quad (1.63)$$

Следовательно, системы уравнений, описывающих течение пара в зазорах осевой турбинной ступени имеют следующий вид:

– за направляющим аппаратом:

$$\begin{cases} \frac{dr_1}{d\Psi} = \frac{1}{\mu_1 r_1 \rho_1 C_1 \sin \alpha_1 \cos \theta_1}; \\ \frac{dC_1}{d\Psi} = -\frac{\sin \alpha_1}{\mu_1 r_1 \rho_1 \cos \theta_1} \left(B_1 \sin \theta_1 - \aleph_1 \cos \theta_1 + \frac{\text{ctg}^2 \alpha_1}{r_1} \right) + \frac{1}{C_1} \left[\frac{di_0^*}{d\Psi} + T_1 \frac{dS_1}{d\Psi} \right]; \end{cases} \quad (1.64)$$

$$B_1 = -\frac{\partial \ln W_{1S}}{\partial s}; \quad i_1 = i_0^* - \frac{C_1^2}{2}; \quad T_1 = T_1(P_1, i_1);$$

$$\rho_1 = \rho_1(P_1, i_1); \quad S_1 = S_1(P_1, i_1); \quad S_0^* = S_{1T} \left(P_1, i_0^* - \frac{C_1^2}{2\varphi^2} \right).$$

Граничные условия:

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

– за рабочим колесом:

$$\begin{cases} \frac{dr_2}{d\Psi} = \frac{1}{\mu_2 r_2 \rho_2 W_2 \sin \beta_2 \cos \theta_2}; \\ \frac{dW_2}{d\Psi} = -\frac{\sin \beta_2}{\mu_2 r_2 \rho_2 \cos \theta_2} \left(B_2 \sin \theta_2 - \aleph_2 \cos \theta_2 + \frac{\text{ctg}^2 \beta_2}{r_2} + \right. \\ \left. + \frac{2\omega \text{ctg} \beta_2}{\sin \beta_2 W_2} \right) + \frac{1}{W_2} \left[\frac{di_0^*}{d\Psi} - \frac{d(u_1 C_{1u})}{d\Psi} + T_2 \frac{dS_2}{d\Psi} \right]; \end{cases} \quad (1.65)$$

$$B_2 = -\frac{\partial \ln W_{2S}}{\partial S}; \quad i_2 = i_0^* - u_1 C_{1u} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{W_2^2}{2};$$

$$T_2 = T_2(P_2, i_2); \quad \rho_2 = \rho_2(P_2, i_2); \quad S_2 = S_2(P_2, i_2);$$

$$S_1 = S_{2T} \left(P_2, i_{2W}^* - \frac{W_2^2}{2\Psi^2} \right); \quad i_{2W}^* = i_2 + \frac{W_2^2}{2}.$$

Граничные условия:

$$r_2(0) = r_{2\text{вн}}; \quad r_2(\Psi^*) = r_{2\text{п}}.$$

Приведенные выше уравнения описывают осесимметричное течение в одиночной ступени. В случае решения осесимметричной задачи для многоступенчатой ПЧ с использованием этих уравнений возникает вопрос правильного задания располагаемого теплоперепада для каждой ступени. В работах [8, 16, 17] для этой цели используют результаты предварительного расчета ПЧ по одномерной модели. В этом случае при решении осесимметричной задачи стремятся сохранить располагаемые теплоперепады ступеней, полученные в результате одномерного расчета ПЧ. Для этого в процессе интегрирования дифференциальных уравнений (1.64) и (1.65) решается задача распределения статического давления вдоль радиуса рабочего венца ступени таким образом, чтобы интегральный располагаемый теплоперепад ступени был равен ее располагаемому теплоперепаду, полученному в результате одномерного расчета.

Учитывая, что разрабатываемые математические модели ПЧ должны обладать свойством адекватной оценки физических процессов в ПЧ осевых турбин, работающих на широкой гамме режимов, в том числе и с возникновением сверхзвуковых течений в сопловых и рабочих решетках, при разработке осесимметричной модели особое внимание было уделено задаче «с заданным противодавлением». Известно [8, 16, 17], что только в рамках задачи «с заданным противодавлением» можно получить единственность решения уравнений [3, формула (3.88), с. 110] для сверхзвуковых ступеней. В этом случае, если использовать подход [3, 8, 16, 17] к решению задачи «с заданным противодавлением», система из двух трансцендентных уравнений (1.64) и (1.65) превращается в систему трех уравнений:

$$\begin{cases} \Delta_0 = h(C_{1вн}, W_{2вн}, \Psi^*) - h_0 = 0; \\ \Delta_1 = \tilde{r}_{1н}(C_{1вн}, \Psi^*) - r_{1н} = 0; \\ \Delta_2 = \tilde{r}_{2н}(C_{1вн}, W_{2вн}, \Psi^*) - r_{2н} = 0. \end{cases} \quad (1.66)$$

При этом, усредненные по расходу параметры задаются в соответствии с формулами:

$$\int_0^{\Psi^*} P_2 d\Psi = \Psi^* P_{2\text{ср.задан}} \quad \text{или} \quad \int_0^{\Psi^*} C_0^2 d\Psi = \Psi^* C_{0\text{ср.задан}}^2. \quad (1.67)$$

Решение системы трех уравнений (1.66) может осуществляться как последовательными приближениями в процессе итераций, так и минимизацией суммы квадратов соответствующих невязок.

Следует отметить, что описанный выше подход к решению осесимметричной задачи «с заданным противодавлением», безусловно, является одним из действенных способов решения этой задачи. Вместе с тем, необходимо отметить, что при таком подходе, осесимметричное моделирование постоянно «ориентируется» (равняется) на результаты одномерного расчета, который наиболее точно описывает процессы только в ступенях с относительно короткими лопатками и без различного рода закруток сопловых и рабочих лопаток. Привязка решения осесимметричной задачи «с заданным противодавлением» для ПЧ со ступенями с относительно длинными лопатками и с соответствующими закрутками венцов к данным, полученным в результате решения одномерной задачи, может приводить к некоторому искажению реальной картины течения рабочего тела в многоступенчатой ПЧ.

В этой связи, использование коаксиальной модели ПЧ, описанной в предыдущем подразделе, для задания распределения статического давления за рабочими лопатками ступеней, выглядит более целесообразным и оправданным.

Таким образом, с учетом изложенного в начале настоящего подраздела, и приведенных уравнений (1.64) и (1.65), схема решения задачи «с заданным противодавлением» будет выглядеть следующим образом:

- С использованием коаксиальной модели ПЧ осуществляется начальная оценка распределения статического давления вдоль радиуса рабочих венцов ступеней.

- Полученные зависимости для статического давления за ступенями в качестве граничных условий передаются в блок осесимметричного моделирования (уравнения (1.64), (1.65)).

- По результатам решения краевых задач (1.64), (1.65) для каждой ступени формируются зависимости распределения массового расхода рабочего тела вдоль радиусов сопловых и рабочих венцов всех ступеней ПЧ.

- Полученные распределения массового расхода рабочего тела вдоль радиусов венцов используются для определения новых радиусов средних линий струек тока и площадей их поперечных сечений для коаксиальной модели ПЧ.

- Расчет ПЧ по коаксиальной модели с новыми значениями поперечных размеров струек тока.

Для наглядности, описанная выше последовательность решения осесимметричной задачи «с заданным противодавлением», приведена на рис. 1.11.

Рассмотрим некоторые особенности численного решения осесимметричной задачи многоступенчатой ПЧ.

Во-первых, при решении данной задачи необходимым является определение параметров рабочего тела вдоль линии тока для многоступенчатой ПЧ с изменяющимся от венца к венцу массовым расходом рабочего тела. Отмеченное изменение чаще всего возникает в ПЧ паровых турбин, где между ступенями осуществляется отбор рабочего тела, например, для подогрева питательной воды либо на теплофикационные нужды. Учитывая, что уравнения (1.65) и (1.66), описывающие осесимметричное течение, справедливы для одной линии тока с постоянным значением функции тока вдоль нее, значение которой для одиночной ступени и для многоступенчатой ПЧ без отборов рабочего тела меняется в пределах $(\Psi = 0 \dots G_{0(i)}/2\pi)$ [8, 16, 17], возникает необходимость корректировки определения функции тока для ПЧ с отборами рабочего тела.

В этом случае наиболее целесообразной выглядит идея, заключающаяся в том, что максимальное значение функции тока для всех венцов ПЧ должно быть одинаковым. С учетом этого, достаточно очевидным является определение Ψ^*

$$\Psi^* = \left(\frac{G_{0(i)}}{2\pi} \right) / G_{0(i)} = \frac{1}{2\pi} = 0,1591550775 . \quad (1.68)$$



Рис. 1.11. Блок-схема решения осесимметричной задачи многоступенчатой ПЧ осевой турбины с использованием коаксиальной модели

Таким образом, при решении краевых задач (1.64) и (1.65) граничные условия для соплового аппарата и рабочего колеса в этом случае будут выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} r_1(\Psi = 0) = r_{1\text{вн}}; & r_1(\Psi = \Psi^* = 0,1591550775) = r_{1\text{н}}; \\ r_2(\Psi = 0) = r_{2\text{вн}}; & r_2(\Psi = \Psi^* = 0,1591550775) = r_{2\text{н}}. \end{cases} \quad (1.69)$$

Численное интегрирование уравнений (1.64), (1.65) осуществляется методом Рунге-Кутты третьего порядка точности. Алгоритм определения радиусов средних линий струек тока и их площадей поперечных сечений описан ниже.

Используя зависимости ($r_1 = r_1(\Psi)$ и $r_2 = r_2(\Psi)$), полученные в результате решения двухточечных краевых задач для соплового аппарата и рабочего колеса, определим, в первую очередь, размеры прикорневой и припериферийной струек тока. Примем, что массовые расходы через эти струйки тока будут равны по 1 % от расхода через соответствующие венцы. В этом случае значение функции тока Ψ для средней линии прикорневой струйки тока будет равно

$$\Psi_1 = \Psi^* \cdot 0,005 = 0,1591550775 \cdot 0,005 = 0,0007957753875, \quad (1.70)$$

а для припериферийной струйки тока, соответственно

$$\begin{aligned} \Psi_m &= \Psi^* - \Psi_1 = \\ &= 0,1591550775 - 0,0007957753875 = 0,1583593021125. \end{aligned} \quad (1.71)$$

Используя алгоритмы линейной интерполяции по полученным значениям функций тока, соответствующих средним линиям приторцевых струек тока, определяем их радиусы. Для остальных струек тока значения функций тока и радиусов их средних линий будем определять аналогично из условия равенства расходов для всех струек тока, величины которых определяются из следующей зависимости:

$$g_{(i,j)} = 0,98G_{(i)}(m-2). \quad (1.72)$$

Полученные в результате решения краевых (1.64) и (1.65) задач радиусы средних линий струек тока для всех венцов многоступенчатой ПЧ,

передаются в коаксиальную модель, где для новых значений площадей поперечных сечений струек тока, угловых скоростей, а также всех геометрических характеристик сопловой и рабочей решеток происходит расчет ПЧ и определяются новые распределения статического давления за рабочими венцами ступеней.

Результаты расчета ПЧ по алгоритму, соответствующему коаксиальной модели снова передаются в блок решения краевых (1.64) и (1.65) задач. Описанный итерационный процесс продолжается до тех пор, пока результаты расчета ПЧ по обоим алгоритмам будут отличаться меньше наперед заданной точности. Обычно, число уточняющих итераций находится в пределах 10...20.

Устойчивость и скорость вычислительного процесса повышаются с введением нижней релаксации при расчете каждого нового приближения радиусов средних линий струек тока и размеров их поперечных сечений.

Таким образом, коаксиальная модель ПЧ и блок решения краевых задач (1.64) и (1.65) взаимно дополняют друг друга при решении осесимметричной задачи, что позволяет отказаться от «равнения» на результаты одномерного расчета и более адекватно оценивать значения располагаемых теплоперепадов ступеней ПЧ.

Следует отметить, что численная реализация осесимметричной математической модели течения рабочего тела в ПЧ, выполнена в виде поочередного применения коаксиальной математической модели и блока решения краевых задач, способна с высокой степенью адекватности и точности моделировать процессы в ПЧ со ступенями с относительно длинными лопатками и имеющими закрутки венцов, существенно отличающиеся от закона $C_u R = \text{const}$. В качестве примера, на рис. 1.12 приведены формы линий тока, полученные в результате расчета ПЧ ЦВД турбины К-220-44 с помощью разработанной осесимметричной математической модели.

Сравнивая рис. 1.6 и 1.12, видим, что использование разработанной осесимметричной модели позволяет учитывать искривление линий тока (последние две ступени выполнены с закрутками венцов) и повышает точность моделирования процессов в ступенях с относительно длинными лопатками и различного рода закрутками.

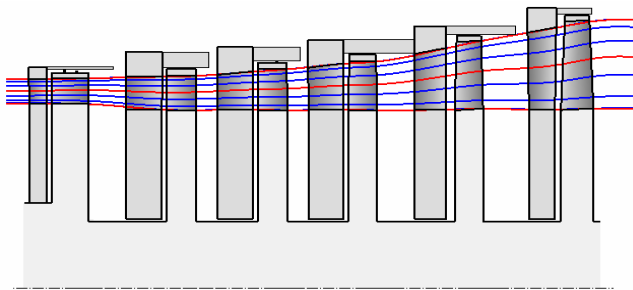


Рис. 1.12. Линии тока в ПЧ ЦВД турбины К-220-44 по осесимметричной математической модели

1.4. Математические модели течения рабочего тела в элементах системы соплового парораспределения

Современные паровые турбины характеризуются достаточно высокой экономичностью, что является результатом широкого использования современных методов оптимального проектирования и различной сложности и детализации математических моделей, описывающих течение рабочего тела в проточной части осевой турбины и ее элементах. Вместе с тем, постоянно растущий уровень конкуренции и требования, предъявляемые к вновь проектируемым и изготавливаемым турбинам, ставят перед проектировщиками новые, более сложные задачи, направленные на поиск и выявление ранее не применявшихся решений, способных обеспечить дополнительный прирост эффективности проточных частей.

Очевидно, что положительный результат в достижении поставленной цели не возможен без постоянного совершенствования существующих и разработки новых математических моделей, способных учитывать эффекты влияния на эффективность турбины как можно большего числа конструктивных и режимных параметров, а также эффекты взаимодействия различных подсистем, блоков и узлов турбоустановки.

Известно, что условия работы современных энергоблоков характеризуются существенной неравномерностью эксплуатационных нагрузок, текущий уровень которых зависит от многочисленных факторов, основными из которых, с учетом региональных особенностей, являются суточные и сезонные графики потребления тепловой и электрической энергии. Реше-

ние задачи согласования потребляемой и вырабатываемой электроэнергии, как правило, осуществляется изменением расхода пара через ПЧ турбины энергоблока. Для регулирования расхода через ПЧ, наиболее часто используют сопловое парораспределение (СПР), которые на сегодняшний день являются наиболее эффективным и надежным механизмом изменения мощности турбин [23].

Существенное влияние отклонения расхода пара от его расчетно-номинального значения на эффективность регулировочной ступени (РС) делает весьма важными и актуальными вопросы, связанные с оптимальным проектированием системы СПР, учитывающим потенциальный (предполагаемый) или известный график изменения расхода за определенный период, например, один год эксплуатации. Решение этих вопросов не возможно без наличия моделей СПР, позволяющих анализировать эффективность конструкции при заданном расходе пара. Известные модели и методы расчета соплового парораспределения, обеспечивающие определение величины расхода через запорные элементы регулирующих клапанов (ЗЭРК) [23, 24], не могут использоваться для решения задач оптимального проектирования соплового парораспределения с учетом изменения эксплуатационных нагрузок. Очевидно, что проектирование оптимальных, высокоэкономичных конструкций систем СПР, способных наиболее эффективно реагировать на изменение нагрузки, требует разработки соответствующих моделей и методов расчета, способных определять параметры этих систем при заданном расходе пара.

В настоящем разделе приведены разработанные математические модели системы СПР, обеспечивающие определение характеристик всех составных частей СПР как при заданных положениях ЗЭРК (прямая задача), так и при заданном расходе пара с определением положения ЗЭРК (обратная задача).

Наиболее эффективные решения могут быть найдены только с учетом максимального числа факторов, определяющих взаимодействие не только узлов системы СПР, но и всей проточной части турбины, что и обусловило включение математических моделей СПР в единое интегрированное информационное пространство системы автоматизированного проектирования (ЕИИП) САПР «Турбоагрегат».

В соответствии с топологией информационной модели СПР и свойствами мультипликативности входящих в ее состав основных объектов проектирования, РС может состоять из нескольких сегментов, а работа ка-

ждого сегмента может управляться несколькими регулирующими клапанами. Кроме того, в структуру информационной модели системы СПР включены вспомогательные объекты (не обладающие свойством мультипликативности): стопорный клапан, трубопровод стопорного клапана и трубопроводы сегментов (рис. 1.13).

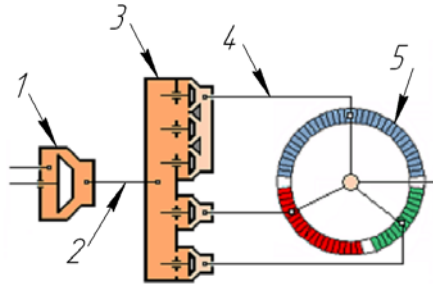


Рис. 1.13. Расчетно-конструктивная схема моделей системы СПР:

1 – стопорный клапан (СК); 2 – трубопровод СК; 3 – коробка с регулирующими клапанами; 4 – трубопроводы сегментов; 5 – сегменты РС

Для всех перечисленных выше объектов были разработаны соответствующие математические модели, основные зависимости которых, приведены ниже.

Математическая модель течения рабочего тела через стопорный клапан предназначена для определения потерь давления в клапане, а также параметров пара на выходе из него:

$$\begin{cases} \Delta P_{\text{стк}} = P_{0\text{стк}} \zeta_{\text{ном}} \frac{(G_{\text{стк}}/G_{\text{ном}})^2}{100}; \\ P_{1\text{стк}} = P_{0\text{стк}} - \Delta P_{\text{стк}}; \\ \rho_{1\text{стк}} = f(P_{1\text{стк}}, i_{0\text{стк}}), \end{cases} \quad (1.73)$$

где $\Delta P_{\text{стк}}$ – потеря давления в стопорном клапане; $P_{0\text{стк}}$, $P_{1\text{стк}}$ – давления пара на входе и выходе из стопорного клапана; $\zeta_{\text{ном}}$ – коэффициент потерь давления на номинальном режиме; $G_{\text{стк}}$, $G_{\text{ном}}$ – текущий расход и расход на номинальном режиме; $\rho_{1\text{стк}}$ – плотность за стопорным клапаном; $i_{0\text{стк}}$ – энтальпия пара перед стопорным клапаном.

Математические модели течения рабочего тела через трубопроводы СК и трубопроводы сегментов РС базируются на идентичных зависимостях, с помощью которых определяются потери давления в трубопроводе и параметры пара на выходе из трубопровода. При этом учитываются типы применяемых труб (цельнонатянутая, сварная, литая), количество и типы поворотов трубопровода (гнутой, литой, сварной), конкретные значения которых берутся из соответствующих подструктур базовой структуры «Ресурс» (рис. 4.3). Ниже приведены основные зависимости моделирования процессов в трубопроводах:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_T = 1,273 \frac{G_T}{\rho_{cp} d_T^2}; \quad \Delta P_T = \left(\zeta_{дт} \frac{\ell_T}{d_T^2} + \sum_{i=1}^n \xi_{i_мп} \right) (\rho_{1T} c_T^2); \\ P_{1T} = P_{0T} - \Delta P_T; \quad \rho_{1T} = f(P_{1T}, i_{0стк}); \quad \rho_{cp} = \frac{\rho_{0T} + \rho_{1T}}{2}, \end{array} \right. \quad (1.74)$$

где c_T – скорость пара в трубопроводе; G_T – расход пара; ρ_{0T} , ρ_{cp} , ρ_{1T} – плотности пара на входе, посередине и на выходе из трубы; d_T , ℓ_T – внутренний диаметр и длина трубопровода; ΔP_T – потеря давления в трубопроводе; $\zeta_{дт}$ – коэффициент потерь давления по длине трубопровода (зависит от типа трубы); $\xi_{i_мп}$ – коэффициент местных потерь давления (зависит от типа поворота); P_{0T} , P_{1T} – давления пара на входе и выходе из трубы.

Математическая модель течения рабочего тела через регулирующий клапан включает в себя зависимости, предназначенные для вычисления массового расхода пара через клапан, а также параметров пара на выходе из клапана:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{рк} = 0,6484 \mu_{рк} K_{бнд} F_{рк} \sqrt{P_{0рк} \rho_{0рк}}; \\ \mu_{рк} = f\left(\beta_{рк}, \frac{h_{рк}}{d_{рк}}\right); \quad P_{0рк} = P_{1T_стк}; \quad \rho_{0рк} = \rho_{1T_стк}; \\ \beta_{рк} = \frac{P_{1рк}}{P_{0рк}}; \quad \text{если } \beta_{рк} < \beta_{кр}, \text{ то } K_{бнд} = 1, \text{ иначе} \\ K_{бнд} = \frac{\sqrt{\text{abs}(1 - 2\beta_{кр}(1 - \beta_{рк}) - \beta_{рк}^2)}}{1 - \beta_{кр}}; \\ \rho_{1рк} = f(P_{1рк}, i_{0стк}), \end{array} \right. \quad (1.75)$$

где $G_{рк}$ – расход пара через регулирующий клапан; $\mu_{рк}$ – коэффициент расхода; $K_{бнд}$ – коэффициент Бендемана; $F_{рк}$ – площадь поперечного сечения клапана; $P_{0рк}, P_{1рк}$ – давления пара перед и за клапаном; $\rho_{0рк}, \rho_{1рк}$ – плотности пара перед и за клапаном; $\beta_{рк}, \beta_{кр}$ – текущее и критическое отношения давлений на клапане; $h_{рк}, d_{рк}$ – высота подъема и диаметр клапана.

Математическая модель течения рабочего тела через сопловой сегмент регулировочной ступени предназначена для вычисления расхода через сегмент и основных параметров пара за ним:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{cc} = \frac{0,6484 \mu_{cc} P_{2pc} F_{cc}}{\sqrt{P_{0cc} / \rho_{0cc}}}; \quad \beta_{cc} = \frac{P_{2pc}}{P_{0cc}}; \\ \text{если } \beta_{cc} < \beta_{кр}, \text{ то } \mu_{cc} = \frac{1}{\beta_{cc}}, \text{ иначе} \\ \mu_{cc} = f(\beta_{cc}) \text{ (значение берется из табличных данных);} \\ S_{0cc} = f(P_{0cc}, i_{0стк}); \quad i_{2T_{cc}} = f(P_{2pc}, S_{0cc}); \\ H_{T_{cc}} = i_{0стк} - i_{2T_{cc}}; \quad \frac{u}{C_{0cc}} = \frac{\omega D_{cp_{pc}}}{2\sqrt{2H_{T_{cc}}}}; \\ \eta_{cc} = f\left(\frac{u}{C_{0cc}}, \ell_{1pc}, \varepsilon, x, \dots\right); \quad i_{2cc} = i_{0стк} - H_{T_{cc}} \eta_{cc}; \\ H_{cc} = i_{0стк} - i_{2cc}, \end{array} \right. \quad (1.76)$$

где G_{cc} – расход пара через сегмент; μ_{cc} – коэффициент расхода; F_{cc} – проходная площадь сегмента; P_{0cc} – давление пара перед сегментом; P_{2pc} – давление пара за РС; ρ_{0cc} – плотность пара перед сегментом; $\beta_{cc}, \beta_{кр}$ – текущее и критическое отношения давлений на сегменте; S_{0cc} – энтропия пара перед сегментом; $i_{2T_{cc}}$ – теоретическая энтальпия за сегментом; $H_{T_{cc}}$ – теоретический располагаемый теплоперепад сегмента; u/C_{0cc} – отношение скоростей; $D_{cp_{pc}}$ – средний диаметр; η_{cc} – КПД сегмента (определяется по методике *General Electric (GE)*), аналог которой приведен в [24]); $\ell_{1pc}, \varepsilon, x$ – высота лопатки, степень парциальности, степень влажности; i_{2cc} – действительная энтальпия пара за сопловым сегментом; H_{cc} – срабатываемый теплоперепад сегмента.

Очевидно, что параметры пара перед сегментами соответствуют параметрам на выходе из соответствующих трубопроводов сегментов, а параметры пара на входе в каждый из трубопроводов равны параметрам пара за группой регулирующих клапанов, отвечающей за работу соответствующего сегмента (см. рис. 1.13).

Основным условием расчета каждого сегмента является условие равенства расходов через сегмент и соответствующую ему группу регулирующих клапанов. Выполняется это условие подгонкой давления за группой регулирующих клапанов $P_{1рк}$ в соответствии с алгоритмом, блок-схема которого приведена на рис. 1.14. Для решения уравнения относительно $P_{1рк}$ используется метод секущих.

Следовательно, при известном $P_{2рс}$ мы можем определять, в соответствии с алгоритмом рис. 1.14, давления за соответствующими каждому сегменту группами регулирующих клапанов и, соответственно, расходы пара через отдельные сегменты.

Математическая модель регулировочной ступени предназначена для вычисления суммарного расхода пара через все сегменты, эффективности и мощности ступени, а также для определения энтальпии пара за РС:

$$G_{рс} = \sum G_{сс}; \quad i_{2рс} = i_{0стк} - \sum \frac{G_{сс} H_{сс}}{G_{рс}}. \quad (1.77)$$

Для определения давления за РС $P_{2рс}$, которое необходимо для работы алгоритма, из рис. 1.14 используется одна из модификаций формулы Флюгеля [23, 24]

$$P_{2рс} = P_{0грс} = \sqrt{P_{2грс}^2 + \left(\frac{G_{рс}}{G_{ном_рс}}\right)^2 \left(\frac{T_{2рс}}{T_{2ном_рс}}\right) (P_{2ном_рс}^2 - P_{2ном_грс}^2)}, \quad (1.78)$$

где $P_{2ном_рс}$, $P_{2ном_грс}$ – давления за РС и за группой ступеней, соответственно, на номинальном режиме; $G_{ном_рс}$ – расход через РС на номинальном режиме; $T_{2рс}$, $T_{2ном_рс}$ – температуры пара за регулировочной ступенью на рассчитываемом и номинальном режимах.

Чаще всего при расчете СПР конденсационных турбин $P_{2грс}$ и $P_{2ном_грс}$ присваивают значения давления в конденсаторе. Такой прием позволяет

с достаточной для практики точностью определить расход пара через регулировочную ступень, её КПД, а также параметры пара перед основной проточной частью турбины. Общий итерационный процесс направлен на то, чтобы найти значение P_{2pc} , при котором расходы пара через систему соплового парораспределения и проточную часть ЦВД совпадали. Блок-схема алгоритма этого процесса приведена на рис. 1.15.

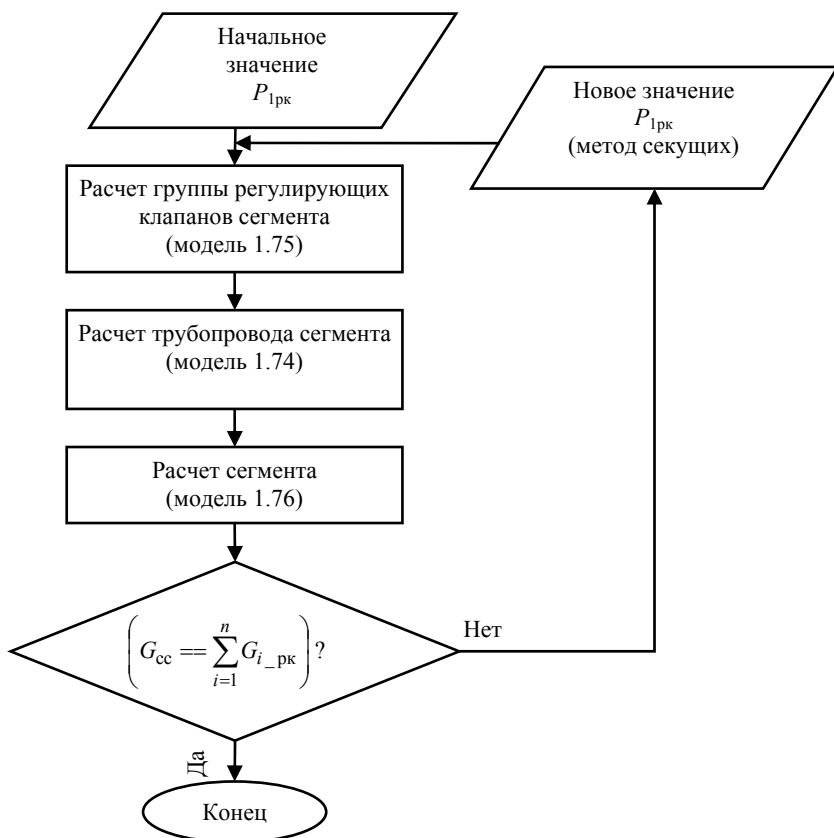


Рис. 1.14. Блок-схема алгоритма определения давления за группой регулирующих клапанов сегмента

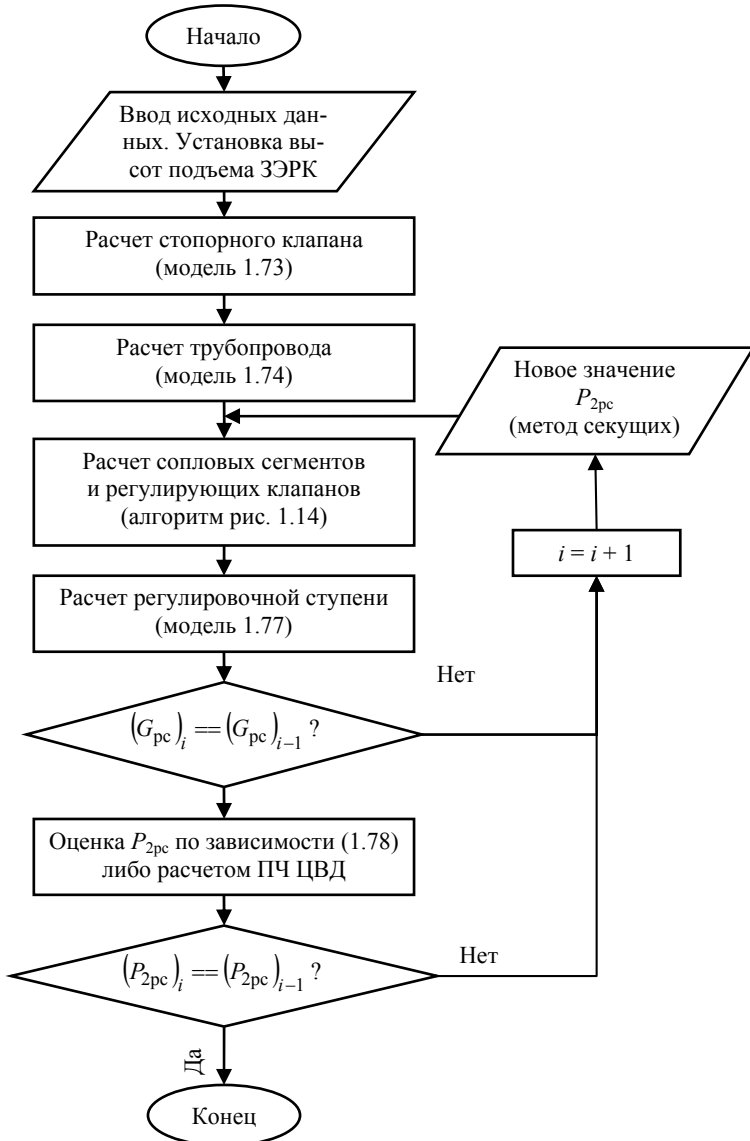


Рис. 1.15. Блок-схема алгоритма общей модели расчета системы СПР для заданных подъемов ЗЭРК

Вместе с тем, решение задачи в соответствии с блок-схемой (см. рис. 1.15) не дает представления о степени влияния выбранного положения ЗЭРК, обеспечивающего требуемый расход, на условия работы проточной части ЦВД, цилиндра среднего давления (ЦСД), цилиндра низкого давления (ЦНД), в том числе и его последней ступени.

Появившиеся в последнее время электрогидравлические системы управления положениями ЗЭРК [25], потенциально способных осуществлять независимое позиционирование запорных элементов каждого регулирующего клапана, открывают новые возможности как в области оптимального проектировании систем СПР, так и возможности реализации различных законов управления положениями ЗЭРК.

В этой связи, для решения поставленной задачи, в первую очередь, необходимо определить правила управления последовательностью и величинами подъема ЗЭРК. Важность определения отмеченных правил очевидна и вытекает она из неоднозначности решения задачи с заданным расходом (G_3) в случае их отсутствия, т. к. один и тот же расход пара через систему СПР можно обеспечить бесконечным множеством вариантов комбинаций положений ЗЭРК.

В данном подразделе приведены четыре варианта правил, моделирующих управление позиционированием ЗЭРК:

1) часть клапанов полностью открыта, часть закрыта, а требуемая величина расхода обеспечивается соответствующим положением ЗЭРК одного из клапанов;

2) заданный расход достигается одинаковым подъемом (H_k) ЗЭРК всех клапанов;

3) заданный расход достигается позиционированием ЗЭРК клапанов, при котором относительные высоты подъема ($\bar{H}_k = H_k / D_k$, где D_k – диаметр регулирующего клапана) всех клапанов равны;

4) требуемый расход обеспечивается комбинацией положений ЗЭРК, определяемой в результате решения оптимизационной задачи.

Рассмотрим основные особенности алгоритмической реализации моделей расчета СПР с заданным расходом на базе отмеченных вариантов правил позиционирования ЗЭРК.

Учитывая, что любая конструкция СПР имеет свою максимальную пропускную способность, в разработанных алгоритмах существует общий блок, осуществляющий проверку возможности пропуска заданного массо-

вого расхода пара. Для этого моделируется полное открытие всех клапанов, и проводится расчет по варианту модели с заданными высотами подъемов ЗЭРК (см. рис. 1.15) с целью определения расчетного значения расхода (G_p). Если будет выполнено условие, что $G_3 \geq G_p$, алгоритм завершит свою работу. В результате расчета будет определен расход пара, равный максимальной пропускной способности данной конструкции СПР. В противном случае, алгоритмы поиска положений клапанов продолжат работу по поиску комбинации положений ЗЭРК, обеспечивающей прохождение заданного расхода.

Так в алгоритме, реализующем первый вариант правил позиционирования ЗЭРК, в первую очередь определяется клапан, в зоне работы которого находится заданный расход. Для этого поочередно, начиная с последнего (N -го) клапана, моделируется последовательное их закрытие и, соответственно, расчет по модели (см. рис. 1.15).

Признаком нахождения такого клапана является выполнение двух условий: $G_p \geq G_3$ – при полностью открытом клапане и $G_3 \geq G_p$ – при полностью закрытом клапане. Точное значение высоты подъема запорного элемента найденного клапана, обеспечивающее прохождение заданного расхода, определяется численным решением уравнения $G_3 = G_p = f(H_k)$. Для решения этого уравнения используется метод секущих. Блок-схема алгоритма, реализующего первый вариант правил позиционирования ЗЭРК, приведена на рис. 1.16.

Структурно алгоритмы 2-го и 3-го вариантов управления положениями ЗЭРК одинаковы. Отличие этих алгоритмов заключается в физической сути определяемой величины, значение которой обеспечит прохождение заданного расхода.

Если для второго варианта этой величиной является абсолютное значение подъема (одинаковое для всех ЗЭРК), то в третьем варианте используются относительные величины подъема ЗЭРК. Блок-схема алгоритма, реализующего 2-й и 3-й варианты, приведена на рис. 1.17.

Структура алгоритма 4-го варианта подобна структуре 1-го варианта алгоритма. Основные различия этих алгоритмов заключаются в том, что высоты подъема ЗЭРК открытых клапанов в 1-м варианте максимальны, а в 4-м задаются в соответствии со стратегией поиска оптимального решения. Практически, использование 4-го варианта моделирования установок положений ЗЭРК приводит к изменению, по сравнению с 1-м вариантом, не только вы-

сот подъема ЗЭРК, но и включению или выключению из работы того или иного сегмента РС. Все алгоритмы при необходимости обеспечивают, как полностью независимую, так и синхронную работу нескольких клапанов.

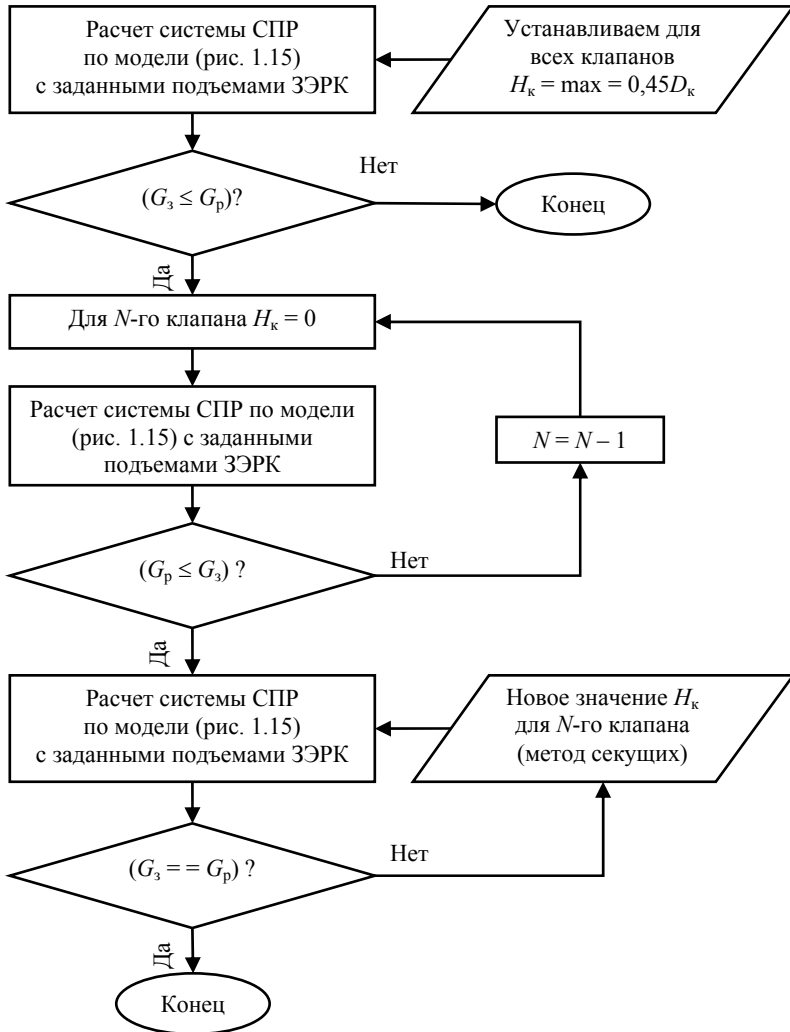


Рис. 1.16. Блок-схема первого варианта алгоритма, определяющего положения ЗЭРК для заданного расхода пара

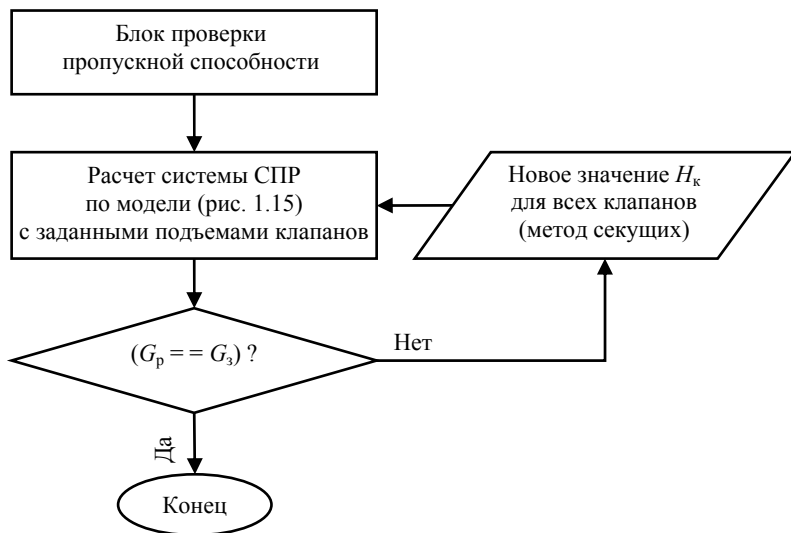


Рис. 1.17. Блок-схема 2-го и 3-го вариантов алгоритма, определяющего положения ЗЭРК для заданного расхода пара

Следует отметить, что 4-й вариант управления положениями ЗЭРК весьма чувствителен к выбранному критерию качества. Так, при использовании в качестве критерия оптимальности мощности РС, результатом будет решение, созвучное решению, получаемому при использовании 1-го варианта правил позиционирования регулирующих клапанов. В случае если целевая функция формируется на базе КПД РС, результат решения оптимизационной задачи будет ближе к результату, получаемому с помощью использования 3-го варианта управления положениями клапанов. В качестве примера в табл. 1.2 приведены результаты расчета системы соплового парораспределения турбины К-310-240.

При использовании комплексных критериев качества результаты будут зависеть от состава вектора комплексного критерия качества и весов его компонент. Использование 2-го варианта правил установки положений клапанов приводит к решениям, подобным тем, которые получаются с помощью дроссельных систем регулирования.

Таблица 1.2

Результаты расчета системы соплового парораспределения турбины К-310-240

Параметры		Вариант				
		1	2	3	4.1	4.2
Сегмент 1	$H_{к1}$, мм	33,75	5,52396	3,82703	16,5084	3,88835
	$H_{к2}$, мм	33,75	5,52396	3,82703	16,5084	3,88835
	$H_{к3}$, мм	50,40	5,52396	5,71503	23,8307	7,26314
	$H_{к4}$, мм	50,40	5,52396	5,71503	23,8307	7,26314
	$G_{к1}$, кг/с	31,0544	26,9878	18,393	31,1667	18,4324
	$G_{к2}$, кг/с	31,0544	26,9878	18,393	31,1667	18,4324
	$G_{к3}$, кг/с	69,2527	39,3286	41,0172	69,0464	51,9976
	$G_{к4}$, кг/с	69,2527	39,3286	41,0172	69,0464	51,9976
	$G_{сер}$, кг/с	200,614	132,633	118,82	200,426	140,86
	u/C_0	0,363303	0,500447	0,544603	0,363501	0,477193
	$P2_{к(1...4)}$, кПа	22699,4	18568,3	17923,8	22682,6	18941,7
Сегмент 2	$H_{к1}$, мм	2,48078	5,52396	6,37838	1,80392	9,71216
	$G_{к1}$, кг/с	19,3855	43,2371	50,6508	14,2366	79,14
	$G_{сер}$, кг/с	19,3855	43,2371	50,6508	14,2366	79,14
	u/C_0	2,04088	0,79309	0,661317	2,76556	0,485116
	$P2_{к1}$, кПа	22699,4	16318,9	16829,8	14795,5	19138,0
Сегмент 3	$H_{к1}$, мм	0	5,52396	6,37838	0,6659	0
	$G_{к1}$, кг/с	0	44,1301	50,5289	5,33663	0
	$G_{сер}$, кг/с	0	44,1301	50,5289	5,33663	0
	u/C_0	0	0,548	0,494236	4,78711	0
	$P2_{к1}$, кПа	0	17959,1	18790,9	14710,9	0
Ступень	h_0 , Дж/кг	86055,197	43618,792	41961,551	87057,269	56794,873
	N , кВт	18932	9596,14	9231,55	19186,9	12494,9
	КПД	0,581534	0,727494	0,74993	0,587648	0,768252
	$P2$, кПа	14677,3	14826,9	14832,7	14673,7	14780,3
	$i2$, кДж/(кг·град)	3237,94	3280,38	3282,04	3236,79	3267,21
	$G_{ступ}$, кг/с	220,0	220,0	220,0	219,999	220,0

В расчетах, проведенных с помощью рассмотренных выше алгоритмов позиционирования ЗЭРК, моделировалась частичная нагрузка ($G_3 = 220$ кг/с). При этом расход пара, соответствующий расчетно-номинальному режиму работы, равен 277,778 кг/сек.

Вариант 4.1 получен решением оптимизационной задачи позиционирования ЗЭРК при использовании в качестве критерия качества мощности РС, а вариант 4.2 – в результате решения аналогичной задачи с критерием качества КПД ступени.

Как видно из таблицы, требуемый расход пара был обеспечен различными комбинациями положений ЗЭРК. Рассмотренные варианты правил, определяющих то или иное позиционирование ЗЭРК, оказывают существенное влияние на параметры пара за РС, ее располагаемый теплоперепад и эффективность работы. Видно, что мощность РС в варианте 4.2, более чем в два раза превышает мощность ступени из варианта 3. Также наблюдаются от варианта к варианту значимые различия и в уровнях КПД РС.

Наличие существенного влияния правил управления позиционированием регулируемой ступени на ее эффективность еще раз подчеркивает важность и указывает на необходимость решения задач оптимального проектирования систем соплового парораспределения с учетом графиков потенциальных режимов работы.

1.5. Математическая модель течения рабочего тела через систему соплового парораспределения и многоцилиндровую ПЧ

Данная математическая модель предназначена для моделирования совместной работы системы СПР и ПЧ цилиндров высокого, среднего и низкого давлений как на номинальном режиме, так и при переменных графиках эксплуатационных нагрузок. В предыдущем подразделе достаточно подробно описаны модели и постановки задач расчета систем СПР. Вместе с тем, использование формулы Флюгеля (1.78) для моделирования работы многоцилиндровой ПЧ осевой турбины представляется достаточно грубым и не отражающим в полной мере особенностей работы ступеней многоцилиндровой ПЧ, особенно при наличии отборов пара и изменении эксплуатационных нагрузок.

Как отмечалось в предыдущем подразделе, найти в процессе проектирования осевых турбин новые резервы повышения их эффективности без использования соответствующих математических моделей и методов оптимизации, на сегодняшний день не представляется возможным. В этой связи разработка математической модели многоцилиндровой ПЧ осевой турбины, способной учитывать основные моменты функционирования ПЧ совместно с системой СПР представляется достаточно актуальной и необходимой, особенно для задач оптимального проектирования с учетом переменных графиков эксплуатационных нагрузок.

Учитывая, что все математические модели, представленные в данной работе, являются элементами ЕИИП, при формировании которого используется объектно-ориентированный подход, разработанная математическая модель многоцилиндровой ПЧ предназначена для работы с соответствующими информационными моделями системы СПР и ПЧ цилиндров осевой турбины (рис. 1.18). В данном разделе уже были рассмотрены, разработанные специально для работы в ЕИИП, математические модели системы СПР (раздел 1.4) и многоступенчатой ПЧ (разделы 1.1, 1.2, 1.3), поэтому разработка математической модели совместного функционирования системы СПР и ПЧ многоцилиндровой осевой турбины осуществлялась на принципах объектно-ориентированного подхода с использованием отмеченных выше математических моделей. Такой подход существенным образом упро-

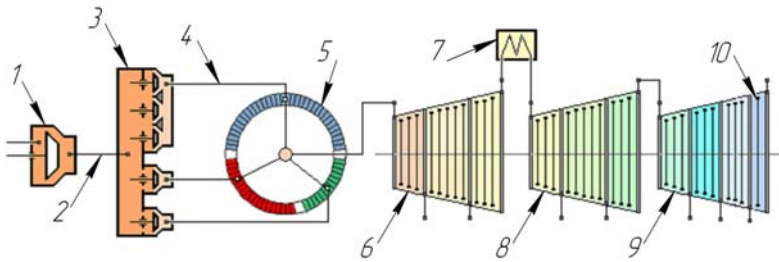


Рис. 1.18. Расчетно-конструктивная схема модели совместной работы системы СПР и многоцилиндровой ПЧ осевой турбины:

- 1 – СК; 2 – трубопровод СК; 3 – коробка с регулирующими клапанами;
 4 – трубопроводы сегментов; 5 – сегменты РС; 6 – ЦВД; 7 – пароперегреватель;
 8 – ЦСД; 9 – ЦНД; 10 – последняя ступень ЦНД

стил разработку данной модели, т. к. основная идея ее создания основана на реализации моделирования соответствующего взаимодействия объектов проектирования, уже имеющих в ЕИИП свои разработанные математические модели.

Как известно, основная идея расчета системы СПР (раздел 1.4) заключается в определении давления рабочего тела между регулировочной ступенью и основной ПЧ, обеспечивающего равенство массовых расходов рабочего тела через РС и остальную многоцилиндровую ПЧ осевой турбины. Для моделирования работы многоцилиндровой ПЧ воспользуемся вариантом одномерной модели (раздел 1.1) с определением давления торможения перед ПЧ при заданных массовом расходе в голову цилиндра, энтальпии торможения рабочего тела перед ним и статическом давлении за цилиндром. В принципе, применение той или иной математической модели многоступенчатой ПЧ (разделы 1.1, 1.2, 1.3) определяется информационными моделями ЦВД, ЦСД и ЦНД в каждом проекте. Если информационная модель, какого-либо цилиндра содержит ступени с несколькими сечениями, то имеется возможность использовать для этих целей коаксиальную или осесимметричную модель ПЧ. Разработанные методы, реализующие рассматриваемую модель многоцилиндровой ПЧ, позволяют каждому из цилиндров назначить любую из описанных в настоящем разделе математических моделей ПЧ. Вместе с тем, необходимо понимать, что использование осесимметричной модели требует примерно в 50–80 раз больше временных ресурсов по сравнению с одномерной моделью ПЧ.

Перед созданием математической модели многоцилиндровой ПЧ, прежде всего, необходимо сформировать в ЕИИП ее информационную модель, включающую в себя соответствующие информационные модели системы СПР и цилиндра осевой турбины (см. рис. 1.18). Наличие этих информационных моделей в составе информационной модели многоцилиндровой ПЧ позволяет организовать управляемый вычислительный процесс с использованием уже разработанных математических моделей, описывающих, включенные в нее объекты.

Такой подход к решению достаточно сложной задачи моделирования совместной работы системы СПР и многоступенчатых цилиндров позволяет существенным образом ее упростить и свести, по существу, к организации соответствующего итерационного цикла по определению параметров

рабочего тела между объектами общей информационной модели. Расчетно-конструктивная схема математической модели совместной работы системы СПР и многоцилиндровой ПЧ осевой турбины приведена на рис. 1.18.

Рассмотрим основные моменты организации итерационного цикла управляемого вычислительного процесса по определению параметров рабочего тела между системой СПР и ЦВД, между ЦВД и ЦСД, между ЦСД и ЦНД. На рис. 1.19 показан процесс в *is*-диаграмме, позволяющий более наглядно объяснить суть организации отмеченного вычислительного процесса.

Процесс в *is*-диаграмме от точки 1 до точки 2 (см. рис. 1.19) соответствует дросселированию пара в регулирующих клапанах системы СПР (раздел 1.4); от точки 2 до точки 3 – процесс в регулировочной ступени системы СПР; от точки 3 до точки 4 – процесс в ЦВД (одномерная модель многоступенчатой ПЧ, раздел 1.1); от точки 4 до точки 5 – процесс промпрегрева (ПП); от точки 5 до точки 6 – процесс в ЦСД; от точки 6 до точки 7 – процесс в ЦНД.

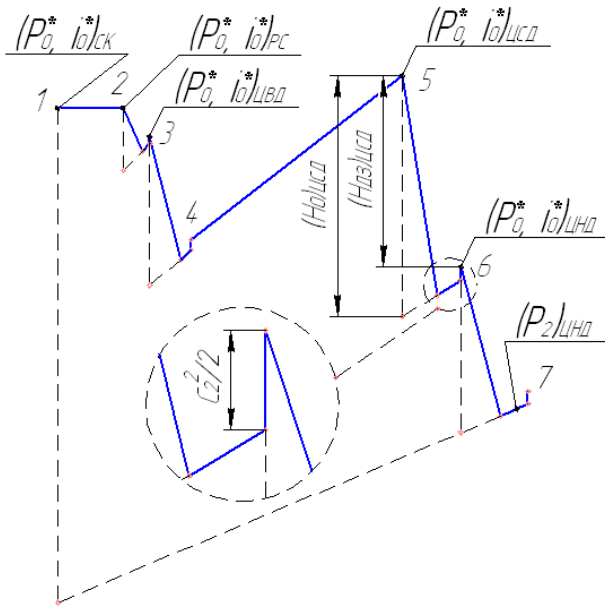


Рис. 1.19. Процесс в *is*-диаграмме совместной работы системы СПР и трех многоступенчатых цилиндров (ЦВД, ЦСД и ЦНД)

Расход через ЦСД равен расходу пара на выходе из ЦВД и, соответственно, расход через ЦНД равен расходу на выходе из ЦСД. Кроме того, предусмотрена возможность увеличения массового расхода основного потока в голову каждого цилиндра на величину расхода дополнительного потока.

Таким образом, с учетом информации на рис. 1.18 видно, что в случае известных значений массовых расходов для каждого цилиндра, для их расчета необходимо еще знать значения энтальпий торможения пара перед ними и статических давлений за последними ступенями цилиндров. Для вычисления последних воспользуемся приемом расчета цилиндров «с конца». Имеется в виду не известный метод расчета ступеней цилиндров «с конца», а организация итерационного процесса, в котором **расчет цилиндров турбины начинается с ЦНД**. В этом случае статические давления за цилиндрами определяются из нижеприведенных зависимостей. Для ЦНД – задается по условиям задачи. При определении статического давления за ЦСД ($P_{2ЦСД(j)}$) используется значение давления торможения перед ЦНД ($P_{0ЦНД(j)}^*$), полученное в результате его расчета, а также значение выходной скорости ($C_{2ЦСД(j-1)}^2$) и значение энтропии за последней ступенью ЦСД ($S_{2ЦСД(j-1)}$), полученные в предыдущей итерации. В соответствии с уравнением состояния, получим

$$P_{2ЦСД(j)} = P_2 \left(i_{0ЦНД(j)}^* - \frac{C_{2ЦСД(j-1)}^2}{2}, S_{2ЦСД(j-1)} \right), \quad (1.79)$$

где j – номер текущей итерации цикла управляемого вычислительного процесса; $i_{0ЦНД(j)}^* = i_{2ЦСД(j-1)}^*$. При этом

$$i_{2ЦСД(j-1)}^* = i_{0ЦСД(j-1)}^* - H_{ЦСД(j-1)} \eta_{ЦСД(j-1)}^*, \quad (1.80)$$

где $\eta_{ЦСД(j-1)}^* = H_{ДЗЦСД(j-1)} / H_{0ЦСД(j-1)}$ (см. рис. 1.19); $i_{0ЦСД(j-1)}^*$ зависит от наличия и типа промперегрева, а также от энтальпии и массового расхода дополнительного потока пара, подаваемого в голову цилиндра, и определяется по нижеприведенным зависимостям:

- Заданы температура основного потока пара после ПП и его массовый расход, а также температура и массовый расход дополнительного потока пара. В этом случае, используя уравнения состояния, определяются энтальпии основного и вспомогательных потоков пара, а затем определяется энтальпия торможения суммарного потока пара перед ЦСД

$$i_{0\text{ЦСД}(j-1)}^* = \frac{i_{0\text{ПП ЦСД}(j-1)}^* G_{\text{ПП ЦСД}(j-1)} + i_{0\text{ДП ЦСД}(j-1)}^* G_{\text{ДП ЦСД}(j-1)}}{G_{\text{ПП ЦСД}(j-1)} + G_{\text{ДП ЦСД}(j-1)}}, \quad (1.81)$$

где $i_{0\text{ПП ЦСД}(j-1)}^*$, $G_{\text{ПП ЦСД}(j-1)}$ – энтальпия торможения и массовый расход основного потока пара после ПП; $i_{0\text{ДП ЦСД}(j-1)}^*$, $G_{\text{ДП ЦСД}(j-1)}$ – энтальпия торможения и массовый расход дополнительного потока пара.

- Заданы массовый расход и **температура подогрева** ($\Delta T_{0\text{оп ЦСД}(j-1)\text{ПП}}^*$) основного потока пара в промперегревателе, а также температура и массовый расход дополнительного потока пара. В таком случае, вначале определяется температура основного потока пара с учетом температуры подогрева

$$T_{0\text{оп ЦСД}(j-1)}^* = T_{0\text{оп ЦСД}(j-1)\text{до ПП}}^* + \Delta T_{0\text{оп ЦСД}(j-1)\text{ПП}}^*, \quad (1.82)$$

а затем определяется энтальпия торможения суммарного потока пара перед ЦСД, аналогично (1.81).

- В случае отсутствия промперегрева энтальпия торможения суммарного потока пара перед ЦСД определяется аналогично (1.81)

$$i_{0\text{ЦСД}(j-1)}^* = \frac{i_{0\text{оп ЦСД}(j-1)}^* G_{\text{оп ЦСД}(j-1)} + i_{0\text{дп ЦСД}(j-1)}^* G_{\text{дп ЦСД}(j-1)}}{G_{\text{оп ЦСД}(j-1)} + G_{\text{дп ЦСД}(j-1)}}, \quad (1.83)$$

где $i_{0\text{оп ЦСД}(j-1)}^*$, $G_{\text{оп ЦСД}(j-1)}$ – энтальпия торможения и массовый расход основного потока пара.

Следует отметить, что зависимости (1.81)–(1.83), приведенные для оценки параметров рабочего тела между ЦНД и ЦСД, используются также и для остальных **соседних** цилиндров.

Таким образом, используя приведенные выше зависимости, получаем возможность готовить недостающие исходные данные для каждого

очередного цилиндра, что позволяет, используя математические модели ПЧ многоступенчатых цилиндров, осуществлять оценку их характеристик. Рассчитав последний (в итерационном цикле) из цилиндров турбины – ЦВД, получим давление торможения пара перед ним или, что то же самое, с учетом потерь давления в переходном патрубке, что и давление торможения за РС. Оценка статического давления пара за РС осуществляется с использованием уравнения состояния и значения выходной скорости пара из регулировочной ступени. Таким образом, мы заменили формулу Флюгеля (1.78) для определения давления между регулировочной ступенью и первой ступенью ЦВД в методе расчета системы СПР (рис. 1.14, 1.17). Общий вид блок-схемы метода совместного расчета системы СПР и многоцилиндровой ПЧ осевой турбины приведен на рис. 1.20. В соответствии с блок-схемой (рис. 1.20) метода расчета совместного функционирования системы СПР и многоцилиндровой ПЧ для оценки эффективности их работы рассчитываются некоторые интегральные показатели.

В число этих показателей включены суммарная мощность, термический КПД цикла, внутренний относительный и абсолютный КПД цикла.

Для их расчета, прежде всего, определяется значение теплоты, подведенной в цикле от сжигания топлива

$$Q_{\text{птц}} = i_{0\text{ЦВД}}^* - i_{\text{кв}(1)\text{ЦВД}} + Q_{\text{пп}}, \quad (1.84)$$

где $i_{\text{кв}(1)\text{ЦВД}}$, $Q_{\text{пп}}$ – энтальпия кипящей воды в месте первого отбора пара на подогрев питательной воды и теплота, сообщенная циклу в результате всех промперегревов, соответственно.

Кроме того, определяется теоретическая работа цикла

$$L_{\text{ц}} = L_{\text{рс}} + L_{\text{ЦВД}} + L_{\text{ЦСД}} + L_{\text{ЦНД}}, \quad (1.85)$$

где $L_{\text{рс}} = H_{0\text{рс}}$, $L_{\text{ЦВД}}$, $L_{\text{ЦСД}}$ и $L_{\text{ЦНД}}$ – теоретическая работа РС, равная ее предполагаемому теплоперепаду и теоретические работы ЦВД, ЦСД и ЦНД, соответственно. В свою очередь $L_{\text{ЦВД}}$, $L_{\text{ЦСД}}$ и $L_{\text{ЦНД}}$ определяются как суммы произведений располагаемых теплоперепадов отсеков каждого цилиндра на доли массовых расходов этих отсеков.

Таким образом,

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{\text{ц}} = N_{\text{pc}} + N_{\text{цвд}} + N_{\text{цсд}} + N_{\text{цнд}}; \\ \eta_{\text{терм}} = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_{\text{птц}}}; \\ \eta_{\text{абс}} = \frac{N_{\text{ц}}}{Q_{\text{птц}} G_{\text{pc}}}; \\ \eta_{i \text{ цикла}} = \frac{N_{\text{ц}}}{L_{\text{ц}} G_{\text{pc}}}, \end{array} \right. \quad (1.86)$$

где $\eta_{\text{терм}}$ – термический КПД цикла; $\eta_{\text{абс}}$ – абсолютный КПД цикла; $\eta_{i \text{ цикла}}$ – внутренний относительный КПД цикла; N_{pc} , $N_{\text{цвд}}$, $N_{\text{цсд}}$, $N_{\text{цнд}}$ – мощности РС и соответствующих цилиндров осевой турбины; G_{pc} – расчетное значение массового расхода через регулировочную ступень.

Следует отметить, что разработанная на принципах блочно-иерархического подхода математическая модель совместного функционирования системы СПР и многоцилиндровой ПЧ весьма устойчиво работает в широком диапазоне изменения расхода G_{pc} .

При этом использование даже одномерной модели многоступенчатой ПЧ для моделирования работы ЦСД и ЦНД, дает достаточно адекватные решения, что можно подтвердить нижеприведенными графиками изменения основных показателей последней ступени ЦНД (рис. 1.21–1.24), полученных при расчете совместной работы системы СПР и цилиндров высокого, среднего и низкого давлений турбины К-310-240 в диапазоне изменения расхода $G_0 = G_{\text{pc}}$ от 50 до 280 кг/с при номинальном расходе $G_0 = G_{\text{pc}} = 277,778$ кг/с [26].

Следует отметить, что разработанная модель совместного функционирования системы СПР и многоцилиндровой ПЧ весьма устойчива к изменению режимов работы. С помощью методов и алгоритмов, реализующих данную модель, удается рассчитывать, например ПЧ турбины К-310-240 и на режимах, соответствующих (6–8) % (20 кг/с) от номинального массового расхода (277,778 кг/с).

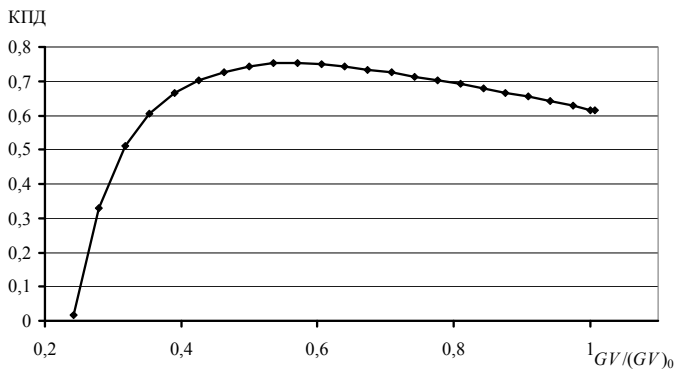


Рис. 1.2.1. КПД последней ступени ЦНД турбины К-310-240

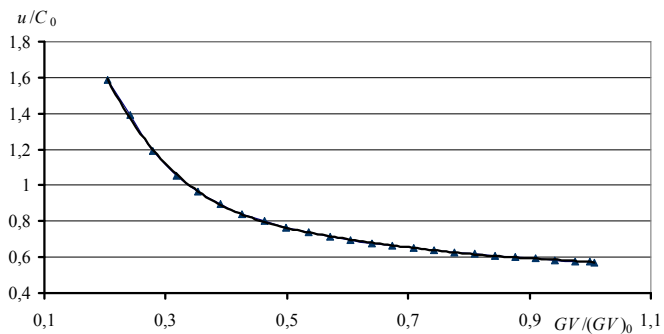


Рис. 1.2.2. u/C_0 последней ступени ЦНД турбины К-310-240

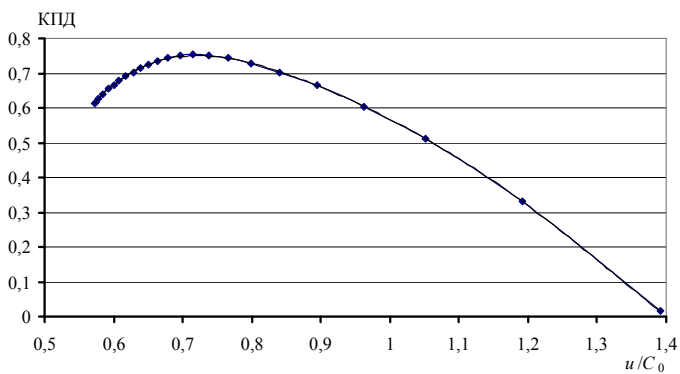


Рис. 1.2.3. КПД последней ступени ЦНД турбины К-310-240

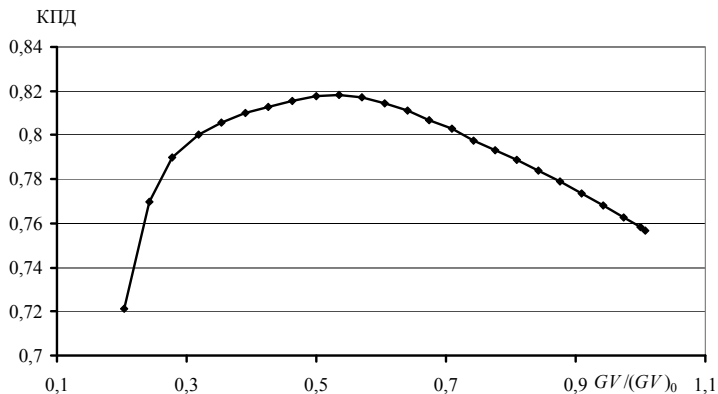


Рис. 1.2.4. КПД ЦНД турбины К-310-240

1.6. Подсистема расчета термодинамических циклов газотурбинных установок

Тепловые схемы (ТС) газотурбинных установок (ГТУ) представляют собой достаточно сложный объект для математического моделирования. Принципиальная сложность создания универсальных процедур автоматизированного расчёта тепловых схем ГТУ состоит в необходимости учёта огромного многообразия существующих компоновок энергетического оборудования (элементов ТС). В связи с этим, для расчёта каждой группы турбоустановок, имеющих одинаковую ТС, необходимо использовать отдельную математическую модель (программный код) с соответствующим набором переменных и системой уравнений. На сегодняшний день существует два подхода к процессу моделирования:

1) Процедура расчёта ТС включает в себя ограниченный набор моделей расчёта для наиболее популярных компоновок ТС, причём добавление новых моделей сопряжено с существенным редактированием программного кода и может быть выполнено, только разработчиком данного программного обеспечения (ПО). Примеры таких процедур приведены в работах [27, 28].

2) Объектно-ориентированный подход к моделированию ТС, который позволяет составить любую комбинацию из доступных элементов (компрессор, камера сгорания, турбина и т. д.) с соответствующими связями и сгенерировать расчётный код. Данный подход реализован в программных комплексах, описанных в [29–32].

Очевидно, что второй вариант решения проблемы универсальности является более предпочтительным. Он был положен в основу при разработке мероприятий по интегрированию математической модели ГТУ (подсистема «*TopSchema*») в ЕИИП САПР «Турбоагрегат».

Подсистема «*TopSchema*» был разработан на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» канд. техн. наук Говорущенко Ю.Н. Учитывая, что формирование ЕИИП основано на базовых принципах, присущих объектно-ориентированному подходу (инкапсуляция, полиморфизм, наследование и др. [33]), первоначальный вариант подсистемы «*TopSchema*» был дополнен алгоритмом, позволившим интегрировать её в ЕИИП. Став составной частью ЕИИП САПР «Турбоагрегат», подсистема «*TopSchema*» приобрела дополнительный потенциал и новые функциональные возможности, что позволяет более эффективно решать оптимизационные задачи различных циклов ГТУ.

При моделировании различных вариантов тепловых схем подсистема «*TopSchema*» использует необходимую для ее работы информацию из информационной базы данных ресурсов (ИБДР) ЕИИП, содержащую (глава 4) данные по физическим свойствам рабочих тел, математическим методам, а также информацию о доступных элементах ГТУ (графическое отображение, структуры данных, идентификаторы, узлы входа/выхода и т. д.). Упрощенные модели расчёта, соответствующие доступным элементам, хранятся в динамических библиотеках. Указанные модели используются для определения значений параметров на выходе из текущего элемента схемы (давление, температура, расход и др.), при известных значениях параметров на входе в этот элемент в процессе термодинамического расчёта цикла ГТУ.

Основные модули подсистемы «*TopSchema*» и связи между ними показаны на рис. 1.25. Построение информационного аналога исследуемой схемы выполняется в специальном редакторе с использованием доступных компонент.

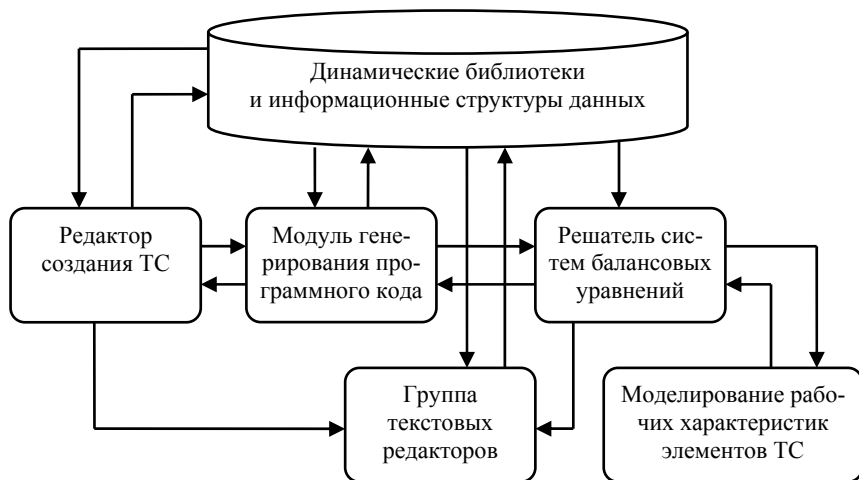


Рис. 1.25. Основные модули и информационные потоки подсистемы «TopSchema» и их взаимосвязь с ИБДР ЕИИП

Редактор построения схем ГТУ подсистемы «TopSchema» изображен на рис. 1.26. На первом этапе в область построения схемы, с помощью удобного интерфейса, необходимо добавить нужные элементы. Далее выполняется соединение выбранных элементов соответствующими технологическими связями (механическая связь или трубопровод). На следующем этапе моделирования, используя специальные диалоги (рис. 1.27), необходимо заполнить структуры данных элементов и связей обязательным минимумом данных. На этом этапе заканчивается построение схемы.

Для создания математической модели термодинамического расчёта ТС, с помощью нажатия кнопки «Generate», вызывается парсер, который разбирает созданный информационный аналог схемы и автоматически генерирует программный код расчёта схемы.

Исходные данные, введенные на этапе создания схемы, результаты термодинамического расчёта, а также сгенерированный программный код расчёта ТС ГТУ доступны для просмотра и редактирования в специальных текстовых редакторах программы.

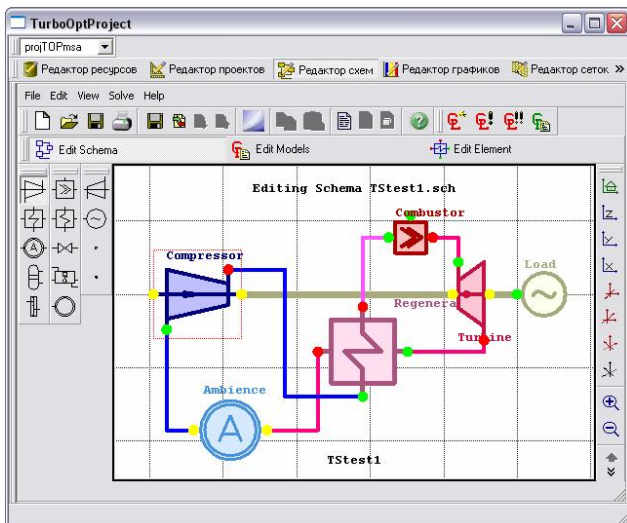


Рис. 1.26. Редактор построения схем ГТУ подсистемы «TopSchema»

Element Data

Type: 3 Turbine
Index: 1 Data:

	Name	Value	Units
1	TURB G G	53.373	
2	TURB P G	413191	
3	TURB T G	1034.65	
4	TURB ALFA	5.44795	
5	TURB PI TO	2.07	
6	TURB ETA TO	0.8966	
7	TURB ETA MO	0.97	
8	TURB PI T	2.0766	
9	TURB ETA T	0.91922	
10	TURB ETA M	0.97	
11	TURB POW OTB	0	
12	TURB POW EFF	0	
13	TURB DP OUT	0	
14	TURB N	5287.96	
15	TURB T G DEF	1038	
16	TURB P T	198975	
17	TURB T T	875.3	
18	TURB POW T	9.76035e+006	

OK Cancel

Links Fluids

Type: 1 Compressor
Index: 1 Links Fluids:

Link name	Fluid	
1	Вход рабочего тела в ПЧ	N2 Воздух
2	Выход рабочего тела из ПЧ	N2 Воздух
3	Вал за ПЧ	Механическая связь
4	Вал перед ПЧ	Механическая связь

OK Cancel

Element Properties

Type: 1 Compressor
Number: 9
Index: 1
Data Number: 16

Line Color: Color...
Fill Color: Color...
Line Width: 3

OK Cancel

Рис. 1.27. Дополнительные диалоговые окна для заполнения структур данных и узлов связи элементов в подсистеме «TopSchema»

За моделирование рабочих характеристик элементов ГТУ (степень сжатия/расширения, КПД, потери полного давления, обороты турбокомпрессорного вала и т. д.), при расчёте ТС на переменный режим, в подсистеме «*TopSchema*» отвечает специальная процедура моделирования рабочих характеристик.

Указанная процедура может работать: с универсальными характеристиками элементов ТС, построенными по результатам расчёта, или по экспериментальным данным; с использованием упрощенных зависимостей или с другими данными, приведенными заводом-изготовителем, или взятыми из иных источников.

К примеру, на рис. 1.28 проиллюстрированы некоторые характеристики, которые использовались при проведении расчётных исследований (см. главу 6).

В данном случае характеристика компрессора построена по экспериментальным данным завода-изготовителя, а характеристики турбин получены расчётным путём с использованием одномерной модели ПЧ (раздел 1.1).

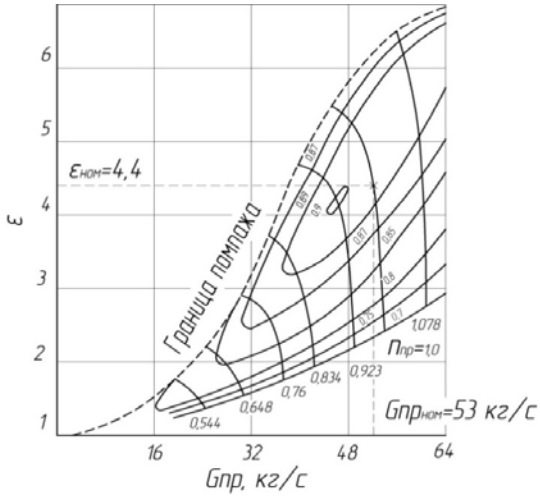
Как видно из рис. 1.28, приведенные характеристики построены в безразмерных координатах (параметрах подобия), полученных из рассмотрения условия подобия режимов работы [34–36].

Указанные параметры подобия (относительный приведенный расход и относительные приведенные обороты) определяются следующим образом:

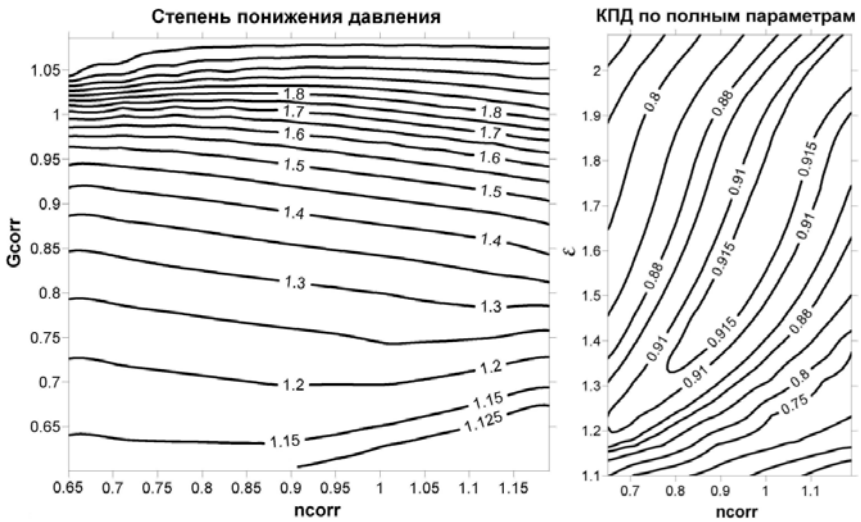
$$\bar{G}_{corr} = \frac{G}{G_0} \frac{P_0^*}{P^*} \sqrt{\frac{T^*}{T_0^*}}; \quad \bar{n}_{corr} = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_0^*}{T^*}}, \quad (1.87)$$

где G – массовый расход газа; P^* и T^* – полные температуры и давления рабочего тела на входе в ПЧ; индексом «0» обозначены параметры, соответствующие номинальному режиму работы установки.

В подсистеме «*TopSchema*» у пользователя имеется возможность работать в двух основных режимах: в режиме проектирования и в режиме анализа. В режиме проектирования решаются задачи выбора основных параметров цикла ГТУ под введенные исходные данные и predeterminedную ТС. Режим анализа позволяет выполнить термодинамический расчёт ТС на любые режимы работы в двух постановках: $n = \text{const}$ (постоянство числа



а



б

Рис. 1.28. Универсальные характеристики элементов ГТУ:

а – характеристика осевого компрессора;

б – характеристики газовой турбины

оборотов силовой турбины на всех режимах эксплуатации, например, для энергетических установок, где $n = 3000$ об/мин) и $n = \text{var}$ (обороты силовой турбины изменяются при изменении режима работы установки). В табл. 1.3 приведено сравнение результатов термодинамического расчёта ТС установки ГТ-750-6М, полученных с помощью подсистемы «TopSchema» в режиме анализа ($n = \text{var}$), с аналогичными параметрами, значения которых приведены заводом изготовителем в [37].

Как видно из табл. 1.3, данные, полученные расчётным путем, довольно хорошо совпадают с данными, приведенными в технической документации к установке. Это свидетельствует о способности разработанной подсистемы «TopSchema» адекватно моделировать термодинамические процессы, имеющие место в тепловых схемах ГТУ, а также о пригодности её использования при решении ряда практических задач.

Процесс интегрирования подсистемы «TopSchema» в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» подробно описан в [38].

Таблица 1.3

Результаты термодинамического расчёта схемы ГТ-750-6М на номинальный режим

Наименование параметра	Техническая документация	Расчёт в «TopSchema»
1 Степень повышения давления в компрессоре	4,5000	4,4198
2 Массовый расход воздуха на выходе из компрессора, кг/с	52,800	53,098
3 Обороты компрессорного вала, об/мин	5200	5236
4 Давление воздуха на входе в камеру сгорания, Па	$4,300 \cdot 10^5$	$4,305 \cdot 10^5$
5 Температура воздуха на входе в камеру сгорания, К	673,15	678,48
6 Температура продуктов сгорания на входе в турбине высокого давления, К	1023,15	1024,30
7 Температура отработавших продуктов сгорания на выхлопе из ГТУ, К	546,15	558,15
8 Полезная мощность ГТУ, МВт	6	6
9 КПД ГТУ	0,2700	0,2745

Г л а в а 2

ФОРМАЛЬНОЕ МАКРОМОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

2.1. Теоретические основы, методы и алгоритмы создания формальных макромоделей

Достаточно часто в практике различного рода расчетных исследований, в том числе и при оптимальном проектировании сложного технического объекта (СТО), возникает необходимость получения упрощенных зависимостей, описывающих поведение каких-либо характеристик объекта проектирования или его деталей (элементов) в зависимости от изменения конструктивных или режимных параметров. Необходимость использования таких зависимостей может возникать в случаях сложной формализации и алгоритмизации физических процессов в СТО. Кроме того, достаточно часто возникает потребность вспомогательной мультидисциплинарной оценки, например, промежуточных уровней различного рода функциональных ограничений, значения которых можно получить лишь с использованием достаточно ресурсоемких математических моделей. В этих случаях представляется целесообразным проводить замену сложной ресурсоемкой исходной математической модели (ИММ), основанной на моделировании физических процессов, происходящих в сложном техническом объекте энергетики (СТОЭ) на некую аппроксимационную зависимость – формальную макромодель (ФММ). В общем случае макромоделированием называют приём замены объекта исследования зависимостью типа «чёрного ящика», абстрагируясь от физической природы происходящих в нём явлений и выявляя лишь формальную связь между входными и выходными параметрами (рис. 2.1). Наиболее удобно такие зависимости создавать в виде степенных полиномов, получение которых основано на обработке результатов численных экспериментов, проведенных с использованием ИММ.

$$y(X) = \sum_{k=0}^n A_k X^k .$$

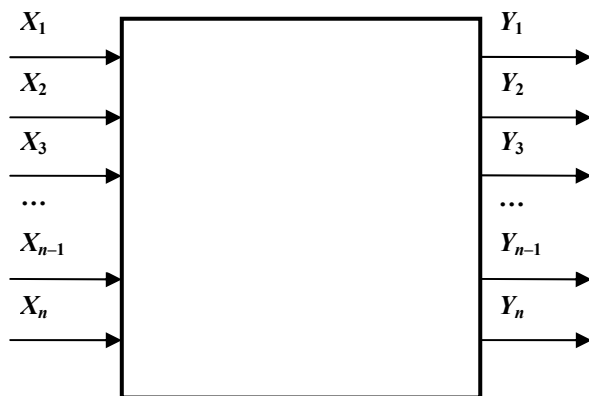


Рис. 2.1. Схема «чёрного ящика»

Неизвестные коэффициенты регрессии A_k , $k = 0, \dots, n$ определяются на основании известных значений Y_k в некоторых точках X_k , получаемых путем изменения значений входных параметров X_k и регистрации параметров на выходе из объекта, рассматриваемого как «чёрный ящик». Обычно требуют, чтобы сумма квадратов отклонений точек $Y(X_k)$ от значений y_k (расчитанных по ФММ) была минимальной, т. е. ставится задача определения минимума функции

$$S(A_0, A_1, \dots, A_n) = \sum_{k=1}^n (Y_k - y_k)^2.$$

Решение достигается применением к функции S необходимого условия экстремума

$$\frac{\partial S}{\partial A_k} = 0; \quad k = 0, \dots, n,$$

в результате чего приходят к так называемой системе нормальных уравнений. Если n не слишком велико, решая систему с $n + 1$ линейных уравнений, можно без особого труда определить неизвестные коэффициенты A_0, \dots, A_n .

В принципе, методами регрессионного анализа можно получить и зависимости от многих независимых переменных $Y(X_1, \dots, X_i)$, но при этом возникают две трудности. Первая из них связана с тем, что по мере роста независимых переменных увеличивается и порядок системы уравнений, численное решение которой усложняется. Вторая трудность состоит в выборе точек X_i , в которых следует определять расчетным или экспериментальным путем значения функции отклика $Y(X_i)$. В случае, если речь идет о построении ФММ на базе более сложной математической модели (например, *CFD*) СТО, когда вычисление одного значения функции отклика занимает часы, а иногда и десятки часов машинного времени, необходимо стремиться сократить число испытаний-расчетов.

Таким образом, преследуя цель минимизации затрат машинного времени, воспользуемся математическим аппаратом теории планирования эксперимента [39], позволяющим значительно сократить число вычислений (опытов на ИММ), т. е. получить достаточный объем информации при минимальной размерности вектора наблюдений \vec{Y} . Использование для этих целей технологий нейронных сетей [40] или регрессионного анализа выглядит более затратным с точки зрения потребления вычислительных ресурсов.

Применяя экономные многофакторные планы, можно существенно сократить число испытаний-вычислений по ИММ. Из множества различных планов коснемся лишь тех, которые позволяют строить полную квадратичную модель функции отклика при наименьших затратах вычислительных ресурсов на испытания и дают возможность довольно просто определять коэффициенты ФММ вида (2.1).

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n (A_i + A_{ii}q_i)q_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij}q_iq_j, \quad (2.1)$$

где n – число независимых факторов ФММ; A – коэффициенты ФММ. Общее число коэффициентов ФММ равно $(n + 1)(n - 1)/2$; – вектор нормированных значений независимых варьируемых параметров (компонент) вектора \vec{Q} .

Зависимости вида (2.1), обеспечивающие довольно точное описание функции отклика в выбранном гиперкубе, могут быть получены с помощью

трехуровневых планов Бокса-Бенкена [41] и/или насыщенных планов Рехтшафнера [42].

В общем случае процесс создания ФММ включает следующие этапы:

1) Выбор ИММ исследуемого СТО.

2) Выбор характеристик СТО, поведение которых необходимо описать с помощью ФММ (критерии качества, функциональные ограничения, различного рода вспомогательные характеристики).

3) Выбор независимых параметров ИММ, относительно которых будут строиться ФММ (формирование вектора варьируемых параметров \vec{Q}).

4) Назначение диапазонов изменения компонент вектора \vec{Q} .

5) Формирование матрицы планирования эксперимента (МПЭ) в соответствии с используемым планом.

6) Проведение численного эксперимента и оценка компонент вектора наблюдений \vec{Y} .

7) Определение коэффициентов ФММ (построение функции отклика).

8) Проверка адекватности полученной макромодели. Если макромодель не удовлетворяет требованиям адекватности, необходимо изменить область макромоделирования (переход к п. 4).

Достаточно часто для повышения адекватности и универсальности ФММ используется прием, основанный на замене переменных. При этом параметр Q_i , влияние которого на исследуемую характеристику не может быть описано с достаточной точностью квадратичной зависимостью, представляется в виде некоторой детерминированной функции от вспомогательного параметра p_i : $Q_i = f(p_i)$. Для этой цели в подсистеме формального макромоделирования САПР «Турбоагрегат» используются стандартные функции: тригонометрические, логарифмические, экспоненциальные и др., а также их комбинации. Отмеченный выше прием замены переменных целесообразно применять при создании ФММ «длительного использования», т. е. для тех случаев, когда созданная один раз ФММ должна быть максимально точной и адекватной, что позволит многократно использовать ее в различных расчетах, например ФММ коэффициентов скорости турбинных решеток. При этом для правильного выбора вида функции $Q_i = f(p_i)$ проводятся предварительные численные исследования для оценки степени

ее приближения (похожести) к какой-либо стандартной функции или их комбинации.

Кроме того, в ряде случаев для повышения универсальности зависимостей (2.1) в качестве компонент вектора \vec{Q} используют различные обобщенные параметры или критерии подобия, общепринятые в области энергетики, в т. ч. и турбиностроении (отношение скоростей (u/C_0)), степень реактивности ступени (ρ), относительный шаг решетки (t/b) и др). Обеспечение эквивалентных связей между пространством реальных параметров G_X , сложной технической системы (СТС) ($\vec{X} \in G_X$) и его представлением в пространстве G_Q параметров ФММ ($\vec{Q} \in G_Q$) осуществляется с помощью соответствующих векторов функций прямого преобразования (кодирования) $\vec{Q} = \vec{f}(\vec{X})$ и обратного преобразования (декодирования) $\vec{X} = \vec{f}^{-1}(\vec{Q})$. Использование этих функций обеспечивает эквивалентные взаимные переходы между отмеченными пространствами параметров. Кроме того, с помощью прямых

$$q_i = f_{iQ} = \frac{2Q_i - Q_{i\max} - Q_{i\min}}{Q_{i\max} - Q_{i\min}} \quad (2.2)$$

и обратных

$$Q_i = f_{iQ}^{-1} = 0,5(Q_{i\max} + Q_{i\min} + q_i(Q_{i\max} - Q_{i\min})) \quad (2.3)$$

нормировочных зависимостей осуществляются эквивалентные операции нормирования и разнормирования, обеспечивающие однозначные связи между параметрами пространства G_Q и соответствующего ему нормированного пространства G_q .

При этом для всех компонент вектора \vec{q} обязательно должно выполняться условие $-1 \leq q_i \leq +1$.

План эксперимента составляется для параметров пространства G_Q и посредством функции $\vec{f}^{-1}(\vec{Q})$ все точки плана переводятся в пространство реальных параметров ПЧ – G_X . Каждая точка плана из пространства G_X рассчитывается с помощью математической модели, отражающей течение

реальных физических процессов в СТО, например ПЧ осевой турбины. По результатам расчета формируются соответствующие векторы наблюдений (\vec{Y}) для критериев качества, функциональных ограничений и других характеристик СТОЭ. Коэффициенты ФММ вычисляются с использованием методов теории планирования эксперимента, соответствующей обработкой полученных векторов наблюдений.

Ниже в качестве примера приведены наиболее общие особенности формирования матрицы планирования эксперимента (МПЭ) и получения коэффициентов A в случае использования трехуровневых планов экстремального эксперимента Бокса-Бенкена.

МПЭ формируется в зависимости от размерности вектора варьируемых параметров \vec{Q} по специально разработанному алгоритму из двух вспомогательных матриц $M1$ и $M2$. Матрица $M1$ состоит из нулей и единиц, матрица $M2$ – из единиц с различными знаками. В табл. 2.1 и 2.2 приведены матрицы $M1$ и $M2$ для трехфакторного эксперимента. Строки МПЭ образуются из строк $M1$, в которых элементы, равные единице, заменяются на элементы строк матрицы $M2$, причём элементы каждой строки матрицы $M1$ меняются n_2 раз, где n_2 – число строк матрицы $M2$.

Таким образом, общее число строк МПЭ и, соответственно, размерность вектора наблюдений \vec{Y} составят

$$n = n_1 n_2 + n_0, \quad (2.4)$$

где n_1 – число строк матрицы $M1$, а n_0 – число опытов в центре плана.

Таблица 2.1

Вспомогательная матрица $M1$
для трёхфакторного эксперимента

№ п/п	Фактор		
	q_1	q_2	q_3
1	1	1	0
2	1	0	1
3	0	1	1

Таблица 2.2

Вспомогательная матрица $M2$
для трёхфакторного эксперимента

№ п/п	Фактор	
	q_i	q_j
1	1	1
2	1	-1
3	-1	1
4	-1	-1

В табл. 2.3 представлена МПЭ трёхфакторного эксперимента. Из первой строки матрицы М1, в соответствии с изложенным, получаем первые четыре строки МПЭ, аналогично из строк 2 и 3 – последующие 8 строк. Сочетание факторов q_1, q_2, q_3 под номером 13 соответствует центральной точке плана.

Приведенная матрица планирования эксперимента представляет собой таблицу, содержащую информацию о количестве опытов и условиях их проведения. В МПЭ строки соответствуют очередным опытам, а столбцы – очередным факторам. Если элемент матрицы q_{ij} равен 1, это означает, что в i -м опыте j -й фактор находится на правой границе области формального макромоделирования. Для факторов, находящихся в текущей точке плана на левой границе, соответствующий элемент МПЭ будет равен -1 и, по аналогии, для факторов в центре области макромоделирования, 0.

Таблица 2.3

МПЭ для трёх факторов

Номер опыта	Фактор			Связь с матрицей М1
	q_1	q_2	q_3	
1	1	1	0	Из 1-й строки матрицы М1
2	1	-1	0	
3	-1	1	0	
4	-1	-1	0	
5	1	0	1	Из 2-й строки матрицы М1
6	1	0	-1	
7	-1	0	1	
8	-1	0	-1	
9	0	1	1	Из 3-й строки матрицы М1
10	0	1	-1	
11	0	-1	1	
12	0	-1	-1	
13	0	0	0	Центр плана

Для обработки результатов численного эксперимента используется метод наименьших квадратов, т. е. коэффициенты ФММ (коэффициенты A в формуле (2.1)) определяются из условия минимума суммы квадратов отклонений значений характеристик СТО, рассчитанных по ИММ \bar{Y} и значений этих же параметров, предсказанных с помощью ФММ \bar{y}

$$S = \sum_{k=1}^{13} \left(Y_k - \left(A_0 + \sum_{i=1}^3 (A_i + A_{ii} q_i) q_i + \sum_{i=1}^2 \sum_{j=i+1}^3 A_{ij} q_i q_j \right) \right)^2. \quad (2.5)$$

Применение математического аппарата теории планирования эксперимента позволяет существенно упростить решение системы уравнений, так как величины коэффициентов могут быть определены по специальным формулам, примеры таких формул приведены в работах [43, 44].

Так, например, для трехфакторного эксперимента (табл. 2.3, $N = 13$ опытов) 10 коэффициентов полинома вида (2.1) могут быть получены по следующим зависимостям:

$$\begin{cases} A_0 = Y_0; & A_i = \frac{1}{8} \sum_{k=1}^{13} X_{ik} Y_k; \\ A_{ii} = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^{13} X_{ik}^2 Y_k - \frac{1}{16} \sum_{i=1}^3 \sum_{k=1}^{13} X_{ik}^2 Y_k - \frac{1}{2} Y_0; \\ A_{ij} = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^{13} X_{ik} X_{jk} Y_k, \end{cases} \quad (2.6)$$

где Y_0 – значение функции в центре плана.

Критерием адекватности полученной ФММ вида (2.1) моделируемой характеристики СТС может служить остаточная дисперсия

$$\sigma^2 = \frac{S}{N}, \quad (2.7)$$

где σ – среднеквадратичное отклонение.

С помощью описанного выше метода создания ФММ характеристик объектов ЕИИП были созданы и широко используются в практике расчетных исследований и оптимального проектирования зависимости вида (2.1).

Впервые эти методы нашли свое применение в работе [13] при решении задач оптимизации параметров ПЧ осевых турбин, работающих на постоянном режиме. Кроме того, ФММ вида (2.1) с успехом использовались для оценки коэффициентов скорости турбинных решеток [45], определения значения зависимых геометрических характеристик виртуальных профилей турбинных решеток [46], использующихся при предварительной оценке прочностных характеристик лопаток, оценки КПД РС [8] и др.

В качестве примера применения методов планирования эксперимента для создания ФММ в разделе 2.3 описан процесс создания метода оценки влияния подрезки выходной кромки на эффективность рабочих решеток.

Не смотря на богатый положительный опыт использования ФММ вида (2.1), достаточно часто возникают случаи, когда зависимость (2.1) не позволяет в заданном диапазоне изменения варьируемых параметров получить точную и адекватную аппроксимацию выбранных характеристик объектов макро моделирования. Чаще всего это возникает при наличии более сложного, чем это может отразить зависимость (2.1), влияния варьируемых параметров на аппроксимируемые характеристики. Для этих случаев методика создания ФММ вида (2.1) получила в настоящей работе свое дальнейшее развитие, в частности, разработан специальный метод повышения точности ФММ.

2.2. Метод повышения точности формальных макромоделей

Анализируя структуру формулы (2.1) видно, что ее второй член представляет собой суперпозицию парабол от каждого независимого параметра, что, в основном, и определяет неспособность функций вида

$$\sum_{i=1}^n (A_i q_i + A_{ii} q_i^2)$$
 учитывать более сложный характер реальных зависимостей, имеющих, например, перегибы и локальные экстремумы.

Воспользуемся качеством второго члена зависимости (2.1), а именно – отражать независимое влияние параметров на аппроксимируемую функцию, и заменим его более совершенной формой. В общем случае форма и структура зависимости, отражающей независимое влияние каждого параметра должна быть уникальной. Учитывая что, априори, вид таких зависи-

мостей неизвестен, то, для решения этой задачи и обеспечения принципа универсальности, второй член вида $\sum_{i=1}^n (A_i q_i + A_{ii} q_i^2)$ заменим суперпозицией интерполяционных кубических сплайнов [19, 20]. Как известно, интерполяционные кубические сплайны позволяют с высокой степенью точности и адекватности описывать функции различной сложности, в том числе и многоэкстремальные. Таким образом, с учетом замены, формальные макро-модели вида (2.1) будут выглядеть следующим образом:

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n \left(a_{(i,k)} + \left(b_{(i,k)} + \left(\frac{c_{(i,k)}}{2} + \Delta q_{(i,k)} \frac{d_{(i,k)}}{6} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) \Delta q_{(i,k)} \right) + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij} q_i q_j, \quad (2.8)$$

где $a_{(i,k)}$, $b_{(i,k)}$, $c_{(i,k)}$, $d_{(i,k)}$ – коэффициенты кубического сплайна текущего (k -го) интерполяционного участка i -й независимой переменной. Для каждой независимой нормированной переменной q_i существует несколько интерполяционных участков в диапазоне между -1 и $+1$; $\Delta q_{(i,k)}$ – расстояние между текущим значением q_i и координатой начального узла k -го участка сплайна, у которого значение координаты q_i находится между координатами начального (k -го) и конечного ($k+1$) его узлов.

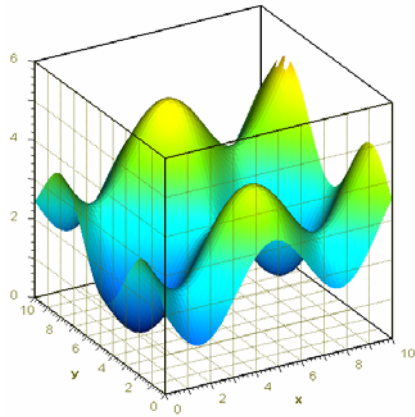
Для наглядности на рис. 2.2 приведено сравнение точности аппроксимации тестовой функции вида:

$$Z = 2 + 0,1X^2 + 0,1Y^2 - \sin X - \sin Y, \quad (2.9)$$

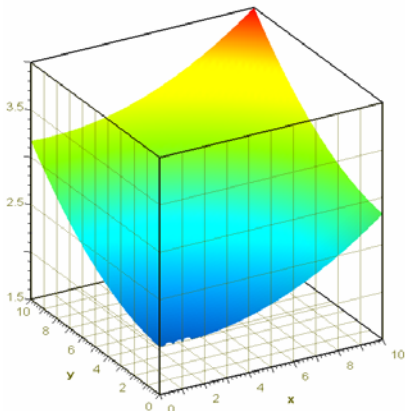
формальными макро-моделями вида (2.1) и вида (2.8).

Как видно из рис. 2.2, в, использование ФММ повышенной точности (2.8) позволяет с достаточно высокой точностью и адекватностью аппроксимировать многомерные мультимодальные функции.

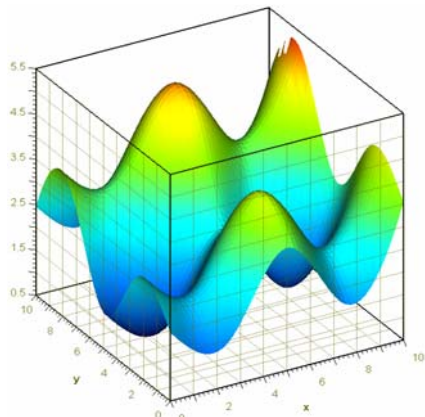
Таким образом, использование ФММ вида (2.8) для аппроксимации целевых функций и функциональных ограничений позволяет существенным образом расширить множество решаемых оптимизационных задач, включив в него и оптимизационные задачи с мультимодальными и многокритериальными целевыми функциями.



a



б



в

Рис. 2.2. Сравнение точности аппроксимации мультимодальной функции формальными макромоделями:

a – тестовая мультимодальная функция вида (2.9); *б* – аппроксимация функции вида (2.9) формальной макромоделью вида (2.1); *в* – аппроксимация функции вида (2.9) формальной макромоделью вида (2.8)

2.3. Методика оценки влияния подрезки выходной кромки на эффективность рабочих решеток

В качестве примера практического использования методов формального макро моделирования ниже описан процесс создания ФММ для оценки влияния подрезки выходной кромки на эффективность рабочих решеток.

Необходимость разработки данной методики определяется технологическими трудностями изготовления цельнофрезерованных рабочих лопаток со сложной геометрией корневой и бандажной полок, обеспечивающих полное расположение на них корневой и периферийного профилей рабочих лопаток. Применение более простой технологии изготовления цельнофрезерованных рабочих лопаток приводит к некоторому свисанию выходных кромок с корневой и бандажной полок лопаток. В этом случае технология сборки рабочих колес из таких лопаток требует организации гарантированного зазора между свисающей частью выходной кромки текущей лопатки и корневой и периферийной полками соседней лопатки. Величины этих гарантированных зазоров достаточно часто превышают 2 мм и более. Влияние этих зазоров на эффективность рабочих решеток до настоящего времени не было изучено и, соответственно, отсутствовал метод оценки такого влияния. Вместе с тем, для решения технико-экономической задачи по определению целесообразности применения более сложной и дорогостоящей технологии изготовления цельнофрезерованных рабочих лопаток, обеспечивающей полное (без свисания выходных кромок) расположение корневой и периферийного профилей на соответствующих полках, потребовалась методика оценки влияния подрезки выходных кромок на эффективность рабочих решеток.

При создании указанной методики были применены методы теории планирования эксперимента, а вычислительный эксперимент проводился с использованием трехмерной модели расчета течения вязкого рабочего тела в каналах. Известно, что такие 3D модели требуют существенных вычислительных ресурсов, в том числе и временных. В этой связи, для организации такого вычислительного эксперимента был принят наиболее экономный 5-факторный план Рехтшафнера. Объектом исследования в спланированном вычислительном эксперименте выступала плоская турбинная решетка с лопатками постоянного сечения, профильная часть которых соответствует профилю 1ММК (профиль создан на кафедре турбиностроения

НТУ «ХПИ» и является более совершенным аналогом профиля Р2), геометрия которого приведена в табл. 2.4, 2.5 и на рис. 2.3.

Хорда лопатки $b = 36,239$ мм и высота лопатки $h = 42$ мм. Хорда и высота лопатки соответствуют рабочей лопатке 3-й ступени ЦВД К-330-23,5.

При организации вычислительного эксперимента, в соответствии с 5-факторным планом Рехтшафнера, в число компонент вектора \vec{Q} зависимости (2.1) были включены следующие независимые параметры, влияющие на эффективность рассматриваемой решетки:

1) эффективный угол β_{23} ;

2) отношение давлений P_2/P_1 ;

3) относительный шаг решетки t/b ;

4) отношение глубины подрезки выходной кромки приторцевой части лопатки к диаметру горлового сечения k_v/a ;

5) высота подрезки δ .

Области изменения перечисленных параметров приведены ниже:

$$\beta_{23} = 18-24 \text{ град}; \quad P_2/P_1 = 0,934-0,984,$$

при

$$P_2 = 1,022 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad t/b = 0,68-0,9; \quad k_v/a = 0,137-0,416; \quad \delta = 0,4-1,6 \text{ мм}.$$

Геометрические характеристики решетки с подрезкой выходной кромки приведены на рис. 2.4. В соответствии с выбранными диапазонами изменения независимых параметров был составлен основной план вычислительного эксперимента (табл. 2.6).

Таблица 2.4

Координаты точек сопряжения

Точки сопряжения	Координаты, мм		Точки сопряжения	Координаты, мм	
	X	Y		X	Y
1	0,02877	0,41275	6	32,55720	15,09241
2	5,57029	10,25639	7	34,88404	9,03382
3	11,08239	16,98986	8	36,23023	1,10196
4	17,64866	21,09275	9	34,44051	0,40415
5	28,01482	19,91143	10	0,52139	0,12076

Таблица 2.5

Радиусы и координаты центра дуг

Дуги	Радиусы и координаты центра дуг, мм			Дуги	Радиусы и координаты центра дуг, мм		
	R	X	Y		R	X	Y
1–2	91,2011	82,109	-39,3312	6–7	23,9435	11,5747	3,5587
2–3	39,2588	38,5174	-11,0910	7–8	64,7123	-28,1138	-5,7633
3–4	18,1194	23,7447	4,0296	8–9	0,9966	35,242	0,9962
4–5	11,8812	21,646	9,9044	9–10	20,9659	17,5845	-12,0635
5–6	13,3739	20,8375	8,6502	10–1	0,2873	0,2873	0,2873

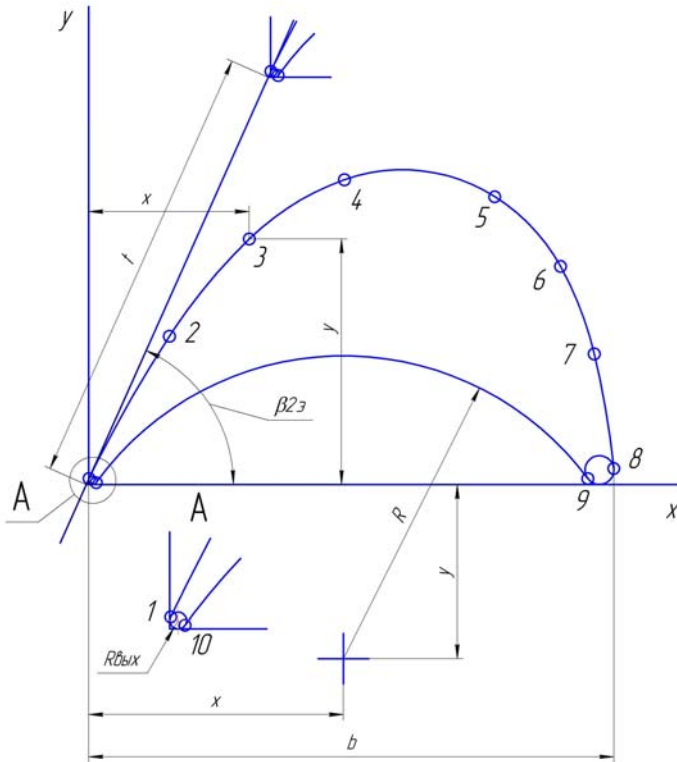


Рис. 2.3. Геометрия профиля 1ММК

Таблица 2.6

Основной план вычислительного эксперимента

Вариант	$\beta_{2\alpha}$, град	P_2/P_1	t/b	k_v/a	δ , мм
V_1	18	0,934	0,68	0,137	0,4
V_2	18	0,984	0,9	0,416	1,6
V_3	24	0,934	0,9	0,416	1,6
V_4	24	0,984	0,68	0,416	1,6
V_5	24	0,984	0,9	0,137	1,6
V_6	24	0,984	0,9	0,416	0,4
V_7	24	0,984	0,68	0,137	0,4
V_8	24	0,934	0,9	0,137	0,4
V_9	24	0,934	0,68	0,416	0,4
V_10	24	0,934	0,68	0,137	1,6
V_11	18	0,984	0,9	0,137	0,4
V_12	18	0,984	0,68	0,416	0,4
V_13	18	0,984	0,68	0,137	1,6
V_14	18	0,934	0,9	0,416	0,4
V_15	18	0,934	0,9	0,137	1,6
V_16	18	0,934	0,68	0,416	1,6
V_17	24	0,959	0,79	0,2765	1
V_18	21	0,984	0,79	0,2765	1
V_19	21	0,959	0,9	0,2765	1
V_20	21	0,959	0,79	0,416	1
V_21	21	0,959	0,79	0,2765	1,6
V_22	21	0,959	0,79	0,2765	1

Разработанная методика оценки потерь энергии в каналах рабочих решеток в зависимости от величины зазора между пером лопатки и полками, образованными бандажом и ее замковой частью (подрезка выходных кромок), основывается на сравнении попарно аналогичных решеток, одна из которых выполнена с подрезкой выходной кромки, а другая без. Учитывая это, потребовалось дополнительно к основному плану вычислительного

эксперимента (табл. 2.6) составить на его базе вариант усеченного плана (табл. 2.7). Данный план включает в себя оригинальные варианты решеток из табл. 2.6 без подрезки выходных кромок.

Предварительно, перед формированием расчетных объемов, необходимых для 3D модели в соответствии с параметрами решеток, определяемых планом вычислительного эксперимента (табл. 2.6), были созданы эскизы этих объемов.

Один из вариантов пространственного изображения расчетного объема приведен на рис. 2.5.

Боковые поверхности расчетного объема проходят через центры окружностей, построенных в межлопаточном канале. Входная плоскость расположена на расстоянии 60 % от хорды профиля, что обеспечило неизменность параметров на входе в решетки в процессе расчета. Для стабилизации потока рабочего тела за решеткой, выходная плоскость объема располагается на расстоянии 80 % от хорды профиля. Отмеченные расстояния получены опытным путем в ходе предварительных расчетов.

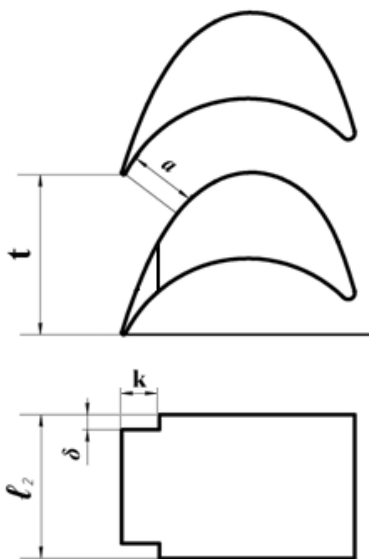


Рис. 2.4. Геометрические характеристики решетки с подрезкой выходной кромки

Таблица 2.7

Усеченный план вычислительного эксперимента (без учета параметров, определяющих размер щели)

Вариант	$\beta_{2\alpha}$, град	P_2/P_1	t/b	k_v/a	δ , мм
O_1 (V_1, V_{16})	18	0,934	0,68	—	—
O_2 (V_2, V_{11})	18	0,984	0,9	—	—
O_3 (V_{18})	21	0,984	0,79	—	—
O_4 (V_{19})	21	0,959	0,9	—	—
O_5 (V_{20}, V_{21}, V_{22})	21	0,959	0,79	—	—
O_6 (V_4, V_7)	24	0,984	0,68	—	—
O_7 (V_{17})	24	0,959	0,79	—	—
O_8 (V_3, V_8)	24	0,934	0,9	—	—
O_9 (V_5, V_6)	24	0,984	0,9	—	—
O_10 (V_9, V_{10})	24	0,934	0,68	—	—
O_11 (V_{12}, V_{13})	18	0,984	0,68	—	—
O_12 (V_{14}, V_{15})	18	0,934	0,9	—	—

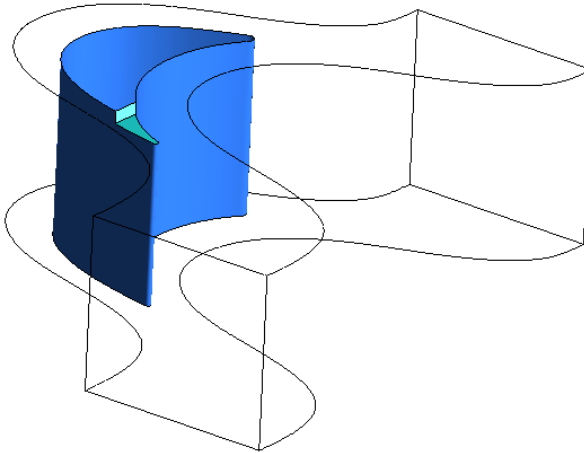


Рис. 2.5. Расчетный объем

Учитывая возможности вычислительной техники, а также с целью повышения степени детальности расчетных сеток, высота расчетного объема была принята равной половине высоты лопатки. При этом граничные условия относительно оси симметрии обеспечивали прозрачность расчетного объема (рис. 2.5).

Данный прием позволил рассчитывать решетку, образованную лопатками, имеющими симметричные подрезки выходной кромки у периферии и у корня. Контрольные сечения для оценки суммарных потерь решеток располагаются на расстоянии горла a от выходной кромки:

$$a = t \sin \beta_{23}, \quad (2.10)$$

Ниже на рис. 2.6 показано распределение полного давления в одном из вариантов трехмерного расчетного объема.

Как показали расчетные исследования (расчеты проводились инж. Авдеевой Е.П.), подрезка выходных кромок оказывает влияние не только на эффективность решетки, но и ведет к изменению угла выхода потока β_2 , а, следовательно, и к изменению расхода рабочего тела через решетку. С учетом этого, потребовалось расширить возможности разрабатываемой методики и создать не только зависимость по оценке изменения коэффициента потерь решетки $\Delta\zeta$, но и зависимость по определению величины отклонения угла $\Delta\beta_2$.

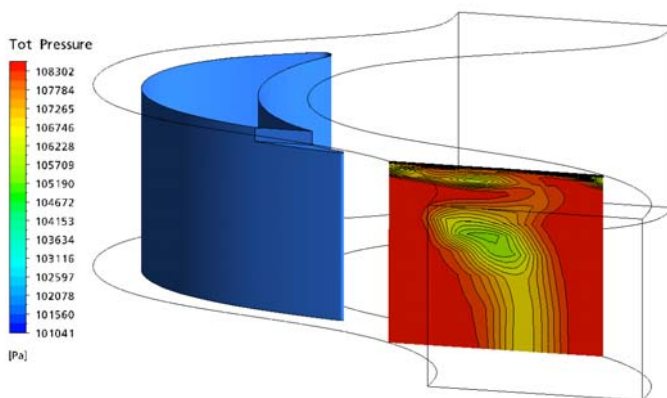


Рис. 2.6. Изображение распределения полного давления в трехмерном расчетном объеме

Для оценки коэффициента потерь решетки, составленной из лопаток с одной подрезкой выходной кромки, используется ниже приведенная зависимость

$$\zeta = \frac{\zeta_O + \zeta_V}{2}, \quad (2.11)$$

где ζ_O – коэффициент суммарных потерь в расчетном объеме без подрезки выходной кромки; ζ_V – коэффициент суммарных потерь в расчетном объеме с двумя симметричными подрезками.

По аналогичной зависимости оценивается и угол выхода потока из решетки

$$\beta_2 = \frac{\beta_{2_O} + \beta_{2_V}}{2}, \quad (2.12)$$

где β_{2_O} – угол выхода потока из решетки лопаток без подрезки выходной кромки; β_{2_V} – угол выхода потока из решетки лопаток с двумя симметричными подрезками – у корня и на периферии.

В этом случае влияние односторонней подрезки выходной кромки лопатки на коэффициент потерь определяется как

$$\Delta\zeta = \zeta - \zeta_O, \quad (2.13)$$

а изменение угла выхода потока, соответственно, следующим образом

$$\Delta\beta_2 = \beta_2 - \beta_{2_O}. \quad (2.14)$$

Оценка значений ζ_O , ζ_V , β_{2_O} и β_{2_V} осуществлялась численным интегрированием распределения этих параметров по расходу, используя ниже-приведенные зависимости:

$$\zeta_O = \frac{\sum_{i=1}^n (\zeta_{O_i} G_{O_i})}{\sum_{i=1}^n G_{O_i}}; \quad \zeta_V = \frac{\sum_{i=1}^n (\zeta_{V_i} G_{V_i})}{\sum_{i=1}^n G_{V_i}}; \quad (2.15)$$

$$\beta_{2_O} = \frac{\sum_{i=1}^n (\beta_{2_O_i} G_{O_i})}{\sum_{i=1}^n G_{O_i}}; \quad \beta_{2_V} = \frac{\sum_{i=1}^n (\beta_{2_V_i} G_{V_i})}{\sum_{i=1}^n G_{V_i}}, \quad (2.16)$$

где G_{O_i} , G_{V_i} – расходы струек тока в i -ых узлах сетки плоскости, расположенной на расстоянии горла от выходных кромок; ζ_{O_i} , ζ_{V_i} , $\beta_{2_{O_i}}$ и $\beta_{2_{V_i}}$ – значения коэффициентов потерь и углов выхода потока для решеток с подрезкой выходной кромки и, соответственно, без подрезки в этих же узлах сетки. Значения параметров в узлах сетки определяются по следующим зависимостям:

$$\zeta_{O_i} = \frac{2}{k-1} \frac{1}{M_{2t_{O_i}}^2} \left[\left(\frac{P_{01_{O_i}}}{P_{02_{O_i}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] 100 \% ; \quad (2.17)$$

$$\zeta_{V_i} = \frac{2}{k-1} \frac{1}{M_{2t_{V_i}}^2} \left[\left(\frac{P_{01_{V_i}}}{P_{02_{V_i}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] 100 \% ; \quad (2.18)$$

$$\beta_{2_{O_i}} = \arcsin \frac{C_{z_{O_i}}}{C_{O_i}} ; \quad (2.19)$$

$$\beta_{2_{V_i}} = \arcsin \frac{C_{z_{V_i}}}{C_{V_i}} . \quad (2.20)$$

Здесь P_{01i} , P_{02i} – давления торможения перед и за решеткой; M_{2ti} – число М за решеткой в случае изоэнтропического течения; C_{zi} – осевая составляющая скорости потока; C_i – скорость потока.

Результаты расчетных исследований, в соответствии с основным и вспомогательным планами, приведены ниже в табл. 2.8 и 2.9.

Соответствующей обработкой результатов вычислительного эксперимента из табл. 2.8 и 2.9, были определены коэффициенты \bar{A} ФММ вида (2.1) для $\Delta\zeta$ (2.13) и $\Delta\beta_2$ (2.14).

Полученные коэффициенты приведены в табл. 2.10–2.12 для $\Delta\zeta$ и в табл. 2.13–2.15 для $\Delta\beta_2$.

Таблица 2.8

Результаты расчета для коэффициента потерь

Вариант	a , мм	ζ_0 , %	ζ_V , %	ζ , %	$\Delta\zeta$, %
O 1	—	7,042723	—	—	—
V 1	7,614957	—	6,900182	6,97145	-0,07127
V 16	7,614957	—	7,694576	7,36865	0,32593
O 2	—	8,202962	—	—	—
V 2	10,07862	—	9,858354	9,03066	0,82770
V 11	10,07862	—	8,335578	8,26927	0,06631
O 3	—	7,988321	—	—	—
V 18	10,25965	—	8,63618	8,31225	0,32393
O 4	—	7,250537	—	—	—
V 19	11,68821	—	7,80584	7,52819	0,27765
O 5	—	7,130872	—	—	—
V 20	10,25965	—	8,108746	7,61981	0,48894
V 21	10,25965	—	7,806924	7,46890	0,33803
V 22	10,25965	—	7,702185	7,41653	0,28566
O 6	—	11,39873	—	—	—
V 4	10,02302	—	12,38681	11,89277	0,49404
V 7	10,02302	—	11,26182	11,33028	-0,06845
O 7	—	8,383228	—	—	—
V 17	11,64439	—	8,7829	8,58306	0,19984
O 8	—	7,618453	—	—	—
V 3	13,26576	—	8,655121	8,13679	0,51833
V 8	13,26576	—	8,000702	7,80958	0,19112
O 9	—	9,670076	—	—	—
V 5	13,26576	—	10,44191	10,05599	0,38592
V 6	13,26576	—	10,16386	9,91697	0,24689
O 10	—	9,475771	—	—	—
V 9	10,02302	—	9,789792	9,63278	0,15701
V 10	10,02302	—	9,638339	9,55706	0,08128
O 11	—	8,126393	—	—	—
V 12	7,614957	—	8,804201	8,46530	0,33890
V 13	7,614957	—	8,649482	8,38794	0,26154
O 12	—	6,607747	—	—	—
V 14	10,07862	—	7,359076	6,98341	0,37566
V 15	10,07862	—	7,316014	6,96188	0,35413

Результаты расчета для угла выхода потока

Вариант	a , мм	β_{2_o} , град	β_{2_r} , град	β_2 , град	$\Delta\beta_2$, град
O 1	—	17,73035	—	—	—
V 1	7,614957	—	17,70677	17,71856	-0,01179
V 16	7,614957	—	18,53532	18,13283	0,402483
O 2	—	17,08261	—	—	0
V 2	10,07862	—	18,24858	17,66559	0,582987
V 11	10,07862	—	17,07999	17,0813	-0,00131
O 3	—	21,20821	—	—	0
V 18	10,25965	—	21,50034	21,35428	0,146063
O 4	—	20,58483	—	—	0
V 19	11,68821	—	21,03112	20,80797	0,223145
O 5	—	20,88347	—	—	0
V 20	10,25965	—	21,43756	21,16052	0,277047
V 21	10,25965	—	21,33163	21,10755	0,22408
V 22	10,25965	—	21,17492	21,0292	0,145728
O 6	—	25,45409	—	—	0
V 4	10,02302	—	26,1873	25,8207	0,366605
V 7	10,02302	—	25,48715	25,47062	0,016529
O 7	—	25,0017	—	—	0
V 17	11,64439	—	25,21426	25,10798	0,106282
O 8	—	24,49299	—	—	0
V 3	13,26576	—	25,13464	24,81382	0,320825
V 8	13,26576	—	24,49357	24,49328	0,00029
O 9	—	25,27102	—	—	0
V 5	13,26576	—	25,66558	25,4683	0,19728
V 6	13,26576	—	25,47617	25,37359	0,102579
O 10	—	25,09705	—	—	0
V 9	10,02302	—	25,39599	25,24652	0,149468
V 10	10,02302	—	25,2413	25,16918	0,072123
O 11	—	17,93892	—	—	0
V 12	7,614957	—	18,23664	18,08778	0,148857
V 13	7,614957	—	18,15045	18,04469	0,105764
O 12	—	16,69578	—	—	0
V 14	10,07862	—	16,9818	16,83879	0,143007
V 15	10,07862	—	17,14352	16,91965	0,223869

$-A_0 = 0,248088$ для $\Delta\zeta$

Таблица 2.10

Коэффициенты при линейных компонентах вектора \vec{q}

l	1	2	3	4	5
A_l	-0,0295475	0,0387913	0,0904425	0,130242	0,125794

Таблица 2.11

Коэффициенты при квадратичных компонентах вектора \vec{q}

l	1	2	3	4	5
A_{ll}	-0,0187006	0,0370506	-0,0608806	0,110609	-0,0358519

Таблица 2.12

Коэффициенты (A_{ij}) при произведениях компонент вектора \vec{q}

j	2	3	4	5	l
	-0,0249588	-0,005645	-0,0269425	-0,00666875	1
		-0,0278438	0,0275338	0,0474	2
			-0,008855	0,0249687	3
				0,00514875	4

$-A_0 = 0,145275$ для $\Delta\beta_2$

Таблица 2.13

Коэффициенты при линейных компонентах вектора \vec{q}

l	1	2	3	4	5
A_l	-0,0230105	0,0136885	0,019968	0,100879	0,107769

Таблица 2.14

Коэффициенты при квадратичных компонентах вектора \vec{q}

l	1	2	3	4	5
A_{ll}	-0,0159826	-0,0129006	0,0579019	0,0308934	-0,0289643

Коэффициенты (A_{ij}) при произведениях компонент вектора \bar{q}

j	2	3	4	5	l
	0,00384738	-0,0179369	-0,0192216	-0,0217733	1
		0,0105046	0,00946713	0,0154785	2
			-0,00971988	0,0272803	3
				0,0333545	4

Получаемые, с помощью созданных ФММ, значения $\Delta\zeta$ измеряются в %, а $\Delta\beta_2$ в градусах.

Следует подчеркнуть, что зависимости для $\Delta\zeta$ и $\Delta\beta_2$ описывают влияние подрезки выходной кромки с одной стороны лопатки, и получены они для плоской решетки лопаток.

В этой связи, при использовании их для оценки изменения соответствующих характеристик рабочих решеток турбинных ступеней, необходимо учитывать следующее:

1) Значения независимых параметров вектора \bar{Q} , характеризующих решетку, необходимо брать в месте нахождения подрезки (корень или периферия).

2) В случае наличия двух подрезок (у корня и на периферии) общий уровень изменения эффективности решетки и отклонения угла выхода потока необходимо определять, как сумму значений этих параметров, вычисленных, соответственно, у корня и на периферии:

$$\Delta\zeta = \Delta\zeta_k + \Delta\zeta_{п}; \quad \Delta\beta_2 = \Delta\beta_{2к} + \Delta\beta_{2п}, \quad (2.21)$$

где $\Delta\zeta_k$, $\Delta\beta_2$ и $\Delta\zeta_{п}$, $\Delta\beta_{2п}$ – величины изменения коэффициента потерь и угла выхода потока из решетки от влияния корневой и периферийных подрезок выходной кромки, соответственно.

Для оценки влияния высоты лопатки на уровень $\Delta\zeta$ и $\Delta\beta_2$ были проведены дополнительные расчетные исследования в точке плана V_{22} . Результаты этих исследований показали, что характер течения и абсолютный уровень диссипации энергии в зоне подрезки выходной кромки носят локальный характер и не зависят от высоты лопатки. В то же время, изменение

высоты лопатки оказывает влияние на величины $\Delta\zeta$ и $\Delta\beta_2$. Причем, характер этого влияния аналогичен влиянию изменения высоты лопатки на уровень коэффициента вторичных потерь в решетках и описывается, соответственно, обратно пропорциональной зависимостью.

Таким образом, для оценки значений $\Delta\zeta_\ell$ и $\Delta\beta_{2\ell}$ с учетом высоты лопатки (ℓ_2) рабочей решетки необходимо использовать нижеприведенные зависимости:

$$\Delta\zeta_\ell = 42 \frac{\Delta\zeta}{\ell_2}; \quad \Delta\beta_{2\ell} = 42 \frac{\Delta\beta_2}{\ell_2}. \quad (2.22)$$

Разработанная методика интегрирована в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» и используется для коррекции коэффициентов скорости и эффективных углов выхода из рабочих решеток.

С использованием разработанной методики была проведена серия расчетов по оценке влияния размеров щели (при различном сочетании параметров решетки и условий ее работы) на изменение эффективности решетки и изменение угла выхода потока из нее. Часть полученных результатов приведена на рис. 2.7, 2.8 и табл. 2.16, 2.17.

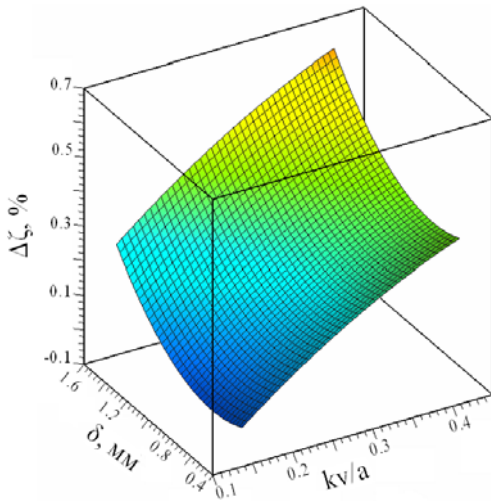


Рис. 2.7. Зависимость $\Delta\zeta$ от k_v/a и δ при $\beta_{23} = 24^\circ$; $P_2/P_1 = 0,984$; $t/b = 0,9$

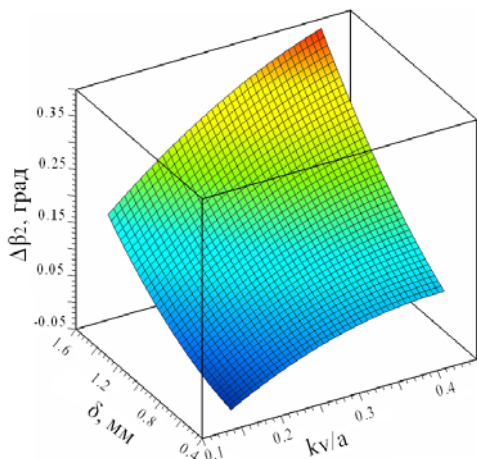


Рис. 2.8. Зависимость $\Delta\beta_2$ от k_v/a и δ при $\beta_{2_0} = 18^\circ$; $P_2/P_1 = 0,934$; $t/b = 0,68$

Таблица 2.16

Значения $\Delta\zeta$ в крайних точках пространства (см. рис. 2.7)

k_v/a	δ , мм	$\Delta\zeta$, %
0,1367	0,4	0,0132297
0,1367	1,6	0,3859200
0,4155	0,4	0,2468890
0,4155	1,6	0,6401740

Таблица 2.17

Значения $\Delta\beta_2$ в крайних точках пространства (рис. 2.8)

k_v/a	δ , мм	$\Delta\beta_2$, °
0,1367	0,4	-0,001179
0,1367	1,6	0,0950675
0,4155	0,4	0,162207
0,4155	1,6	0,402483

Как видно из приведенных рисунков и таблиц, максимальные значения дополнительного увеличения коэффициента потерь могут достичь уровня 0,640174 %, а увеличение угла выхода потока до 0,426798°.

Глава 3

КОМПЛЕКС МНОГОУРОВНЕВОЙ, РЕКУРСИВНОЙ, ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ, МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ, МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ И МНОГОРЕЖИМНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

В задачах оптимального проектирования ПЧ осевых турбин используются различные подходы, методы и алгоритмы оптимизации. Существенный вклад в их развитие внесли отечественные ученые, особенно харьковской школы – ХПИ [5, 13, 47], ИПМаш [48], а также МЭИ, МВТУ, ЛПИ и др.

В настоящее время прослеживается тенденция перехода от методов, использовавшихся на ранних этапах развития теории оптимального проектирования [49] (различные градиентные методы, детерминированные прямые методы типа Хука-Дживса или Нелдера-Мида и др.), к современным методам [50–52], основанным на использовании методов теории планирования эксперимента, стохастических множеств, эвристики и различных аналогий (ЛПт-поиск, моделируемый отжиг, генетические алгоритмы).

Основной причиной отказа от использования лишь традиционных методов, послужил процесс развития и усложнения постановок решаемых задач оптимального проектирования турбомашин. В настоящее время они характеризуются многокритериальностью и мультимодальностью целевых функций, в высшей степени большой размерностью векторов управляющих параметров, высокой корреляцией конструктивных и режимных параметров, наличием широкого рода функциональных и параметрических ограничений. Особенно это характерно для задач, связанных с поиском оптимальных конструкций осевых турбин, предназначенных для работы в широком диапазоне изменения режимных параметров [47].

Естественно, что при решении задач такой сложности, использование лишь классических детерминированных методов оптимизации, даже с учетом их достаточно высокой вычислительной скорости, не позволяет эффективно и в полной мере решить проблемы проектирования СТОЭ, в том

числе и проточной части турбомашин, способных удовлетворять отмеченным выше требованиям. В основном, это связано с тем, что классические алгоритмы обладают рядом существенных недостатков, которые проявляются, в первую очередь, в их достаточно низкой надежности и эффективности в случае, например, мультимодальности целевой функции. Кроме того, они предрасположены к накоплению итерационных ошибок вычислений и не способны находить максимально репрезентативные множества допустимых решений на множестве Парето, т. к. не гарантируют равномерного распределения оптимальных точек множества альтернативных, недоминируемых решений в пространствах векторов критериев качества и управляющих (конструктивных) параметров.

Последний недостаток чаще всего проявляется при трансформации задачи многокритериальной оптимизации в задачу однокритериальной оптимизации с использованием скалярной весовой свертки вектора критериев качества, либо переводом ряда критериев качества в ограничения, что, к сожалению, использовалось и используется достаточно часто разработчиками подсистем оптимизации СТОЭ. В этих случаях нередко решением задачи оптимального проектирования СТОЭ будет ряд конструкций очень близких друг к другу при потенциально бесконечном множестве Парето, т. е., по сути, будет найдено одно решение вместо ряда альтернативных.

В данной главе приведено описание разработанного метода, обеспечивающего решение задач оптимального проектирования СТС, эксплуатирующихся, как на номинальном режиме, так и на заданной гамме режимов. На основании данного метода создана инвариантная подсистема рекурсивной объектно-ориентированной многокритериальной, многопараметрической и многорежимной оптимизации, обеспечивающая решение оптимизационных задач с учетом различного рода параметрических, конструктивных, технологических и функциональных ограничений. Данная подсистема интегрирована в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» и является одной из основных его частей. Разработанные для нее методы оптимизации универсальны, а поиск оптимального решения для каждого конкретного объекта осуществляется в соответствии со специальными сценариями вычислительных процессов, для формирования которых пользователю предоставляются специально созданные удобные диалоговые мониторы.

В общем виде задачу оптимального проектирования технического объекта при наличии ограничений и неравенств можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} \vec{Y}^{\text{opt}}(\vec{x}_k^{\text{opt}}) = \max \vec{Y}(\vec{x}_k); & \vec{x}_k \in X; & \vec{v}(\vec{x}_k) \in V; \\ \vec{Y}(Y_1(\vec{x}_k), Y_2(\vec{x}_k), \dots, Y_n(\vec{x}_k)); \\ N_{X \min} \leq |X| \leq N_{X \max} < \infty; & N_{V \min} \leq |V| \leq N_{V \max} < \infty, \end{cases} \quad (3.1)$$

где \vec{Y} – вектор целевых функций; \vec{x}_k – вектор конструктивных параметров; \vec{v} – вектор функциональных ограничений; V, X – области существования функциональных и конструктивных ограничений; $N_{V(\min, \max)}, N_{X(\min, \max)}$ – границы областей существования соответствующих ограничений.

То есть, задача оптимизации объекта проектирования состоит в отыскании такого допустимого (удовлетворяющего ограничениям) проектного решения, реализация которого дает экстремальное значение целевой функции.

Поиск оптимальных конструкций с учётом заданных режимов эксплуатации относится к более сложным многопараметрическим и многокритериальным задачам. Их решение сопряжено с рядом трудностей и требует перехода от «стандартной» постановки (3.1) к задаче, позволяющей учитывать влияние графика изменения режимных параметров:

$$\begin{cases} \vec{Y}^{\text{opt}}(\vec{x}_k, \vec{x}_p = \vec{f}(t)) = \max \left(\int_0^T \vec{Y}(\vec{x}_k, \vec{x}_p = \vec{f}(t)) dt \right); \\ \vec{Y}(Y_1(\vec{x}_k, \vec{x}_p), Y_2(\vec{x}_k, \vec{x}_p), \dots, Y_n(\vec{x}_k, \vec{x}_p)); \\ \vec{x}_k \in X; & \vec{v}(\vec{x}_k) \in V; \\ N_{X \min} \leq |X| \leq N_{X \max} < \infty; & N_{V \min} \leq |V| \leq N_{V \max} < \infty, \end{cases} \quad (3.2)$$

где $\vec{x}_p = \vec{f}(t)$ – вектор функций изменения режимных параметров в течение времени.

Известно, что сложные технические объекты, в большинстве своем, являются либо иерархически-структурированными конструкциями, либо

различного рода схематическими решениями, в которых в качестве элементов схемы так же выступают структурированные устройства. С учетом этого, решение задач (3.1) и (3.2) для СТС требует разработки соответствующих методологии, методов и алгоритмов.

3.1. Методология рекурсивной объектно-ориентированной многоуровневой оптимизации

Основная идея решения задачи оптимального проектирования сложного технического объекта заключается в его разделении (с учетом компоновки), на отдельные иерархически связанные узлы (элементы). В этом случае, организовав специальным образом решение локальных задач (3.1) и (3.2) для каждого узла, можно найти оптимальное решение для всего объекта. Для организации взаимодействия локальных задач и учета, полученных с их помощью результатов, использован блочно-иерархический подход к процессу оптимизации [4, 13, 53]. Применение указанного подхода позволяет представить общую задачу оптимизации сложного технического объекта в виде ряда локальных иерархически-подчинённых задач оптимизации его узлов и элементов. Причём на каждом иерархическом уровне осуществляется решение своих «локальных» задач с необходимыми наборами математических моделей, функциональных и параметрических ограничений, критериев качества, векторов оптимизируемых параметров и методов оптимизации. Так, благодаря решению более простых уровневых задач и информационной согласованности (по параметрам оптимизации и критериям качества) между уровнями проектирования, достигается эффективное решение глобальной оптимизационной задачи.

Решение подобной задачи для оптимизации ПЧ осевых турбин в работах [4, 13] осуществлялось с использованием «жесткого», рассчитанного на определенное количество уровней иерархии, алгоритма. Причем, для каждого уровневого объекта был разработан свой, предназначенный только для него, с предопределенным набором компонент вектора оптимизируемых параметров, оптимизационный алгоритм. На рис. 3.1 приведен один из таких вариантов иерархического распределения локальных задач, основанных на «жестких» уровневых алгоритмах оптимизации.

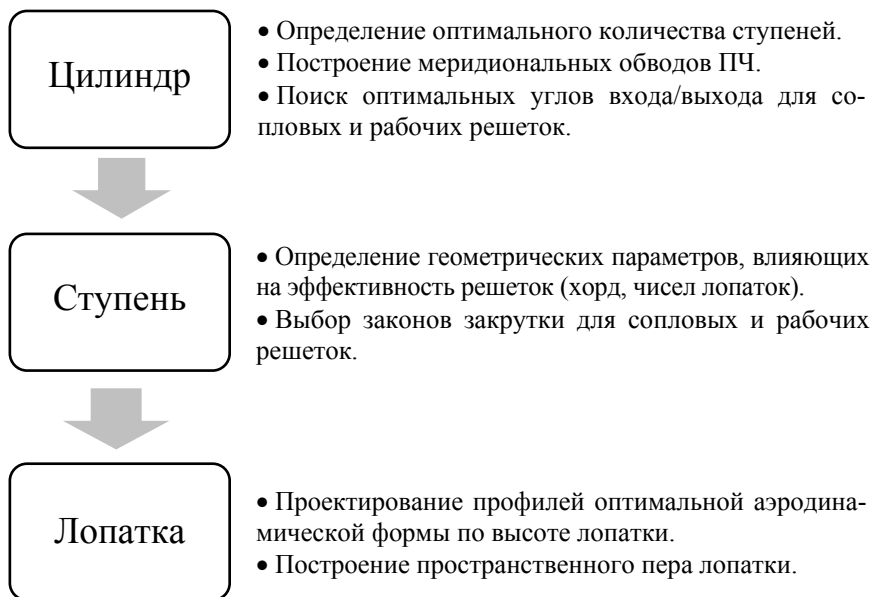


Рис. 3.1. Распределение задач по уровням оптимизации

Применение предопределенных векторов оптимизируемых параметров на каждом уровне оптимизации существенным образом сужает возможности блочно-иерархического подхода и не позволяет в полной мере выявить весь потенциал рассматриваемых объектов оптимизации. Кроме того, такие алгоритмы используют для оценки эффективности оптимизируемого объекта только одну математическую модель, что также может снизить вероятность нахождения наилучшего решения. Включение в процесс оптимизации нового уровня, или нового объекта в подобных алгоритмах не предусмотрено вовсе. Отмеченные выше недостатки не позволяют в прямом виде использовать подобные алгоритмы для решения широкого спектра задач оптимизации СТОЭ.

Для оптимизации таких объектов, безусловно, требуется разработка инвариантного (по отношению к уровням оптимизации) метода и реализующих его алгоритмов оптимизации.

В основу разработки такого метода был положен принцип рекурсии, основная идея которого заключается в применении одной и той же процедуры (функции) оптимизации для всех уровней оптимизации. В программной версии данный принцип осуществляется возможностью вызова функции оптимизации внутри ее тела, т. е. функция оптимизации в нужный момент вызывает саму себя. Реализация принципа рекурсии требует, с одной стороны, разработки универсальных методов оптимизации и программной реализации их в виде соответствующих функций, а с другой стороны – разработки комплекса мероприятий по формированию соответствующих информационных моделей, описывающих вычислительные сценарии, которые будут использоваться универсальными функциями в качестве соответствующих заданий при решении уровневых оптимизационных задач.

Таким образом, наличие универсальных функций оптимизации подчеркивает инвариантность такого метода по отношению к уровню оптимизации, а использование этими функциями вычислительных сценариев, сформированных индивидуально для каждого уровневого объекта, позволяет отнести ее к множеству объектно-ориентированных методов.

Рассмотрим некоторые особенности использования блочно-иерархического подхода к процессу оптимального проектирования в разработанном методе оптимизации СТС.

Использование блочно-иерархического подхода, безусловно, позволяет упростить и систематизировать решение общей оптимизационной задачи. Но даже в таком представлении задача остается достаточно требовательной к вычислительным ресурсам. Поэтому в разработанном методе рекурсивной объектно-ориентированной оптимизации, с целью снижения вычислительной стоимости процесса проектирования в алгоритмах поисковой оптимизации, оценка эффективности и функциональных ограничений уровневых объектов осуществляется по соответствующим ФММ вида (2.1) или (2.8). Для построения ФММ применяются методы теории планирования эксперимента. Основные моменты, связанные с построением ФММ, рассмотрены во второй главе настоящей работы.

Формирование информационной модели вычислительного процесса общей оптимизационной задачи, состоящей из соответствующих заданий для оптимизационных задач всех объектов каждого уровня, осуществляется с помощью специально разработанного диалогового монитора (рис. 3.2). Результатом работы пользователя с диалоговым монитором являются информационные модели заданий (вычислительные сценарии) для универсальной рекурсивной функции оптимизации.

Перечень векторов указателей и массивов, входящих в информационные модели, описывающие постановки уровневых оптимизационных задач, приведен ниже:

- *optX* – вектор адресов оптимизируемых параметров объекта соответствующего уровня в области оперативной памяти компьютера, занятой ЕИИП.

- *lReg* – вектор адресов режимных параметров объекта в оперативной памяти ЕИИП.

- *lyfl* – вектор адресов параметров – функциональных ограничений объекта в оперативной памяти ЕИИП.

- *lycq* – вектор адресов критериев качества уровневого объекта в оперативной памяти ЕИИП.

- *sRegim* – строка информации о числе режимов и значениях режимных параметров (компонент) вектора *lReg*.

Перечисленные векторы (*optX*, *lReg*, *lyfl*, *lycq*) и строка (*sRegim*) для каждого уровневого объекта оптимизации заполняются автоматически в результате работы пользователя с диалоговым монитором (рис. 3.2).

Для определения адресов в оперативной памяти ЕИИП, выбранных с помощью диалогового монитора параметров, и включения их в число компонент векторов (*optX*, *lReg*, *lyfl*, *lycq*), используются простые *SQL* (*Structured Query Language*) запросы к индексным таблицам. Пример такого запроса приведен ниже:

```
«"SELECT id, id_my FROM "+Proj -> tabVALUE+" WHERE  
  (id_my = "+ID_Xopt+)", dbLite»;»
```

где *SELECT*, *FROM* и *WHERE* – операторы языка запросов *SQL*; *id* – имя поля таблицы *Proj -> tabVALUE*, в записях которого хранятся адреса пара-

метров в оперативной памяти ЕИИП в формате «*unsigned*» (целое без знаковое число); *id_my* – имя поля таблицы *Proj* → *tabVALUE*, в записях которого хранятся индексы параметров из ИБДР ЕИИП; *ID_Xopt* – индекс параметра из ИБДР ЕИИП, выбранного пользователем с помощью диалогового монитора в качестве оптимизируемого параметра; *dbLite* – имя базы данных, в которой создана таблица *Proj* → *tabVALUE* (система управления базами данных (СУБД) *SQLite*).

Данный запрос позволяет найти адрес оптимизируемого параметра (значение поля *id* найденной записи) в оперативной памяти компьютера (в ЕИИП), у которого значение индекса его записи в ИБДР равно *ID_Xopt*.

Кроме того, в процессе формирования уровневых оптимизационных заданий заполняются основные массивы:

- значений левых и правых границ изменения оптимизируемых параметров;

- структур для групп однотипных объектов одного уровня с информацией о линейной или квадратичной аппроксимации их параметров в зависимости от изменения соответствующих оптимизируемых параметров соседних объектов, в том случае, если параметру какого-либо уровневого объекта оптимизации назначено свойство «линейная интерполяция» или «квадратичная интерполяция» (рис. 3.2);

- значений режимных параметров для номинального режима;
- границ функциональных ограничений;
- весов критериев качеств.

Блок-схема универсального рекурсивного метода многоуровневой многопараметрической и многокритериальной оптимизации приведена на рис. 3.3. Как видно из рис. 3.3, блок-схема разработанного универсального рекурсивного метода многоуровневой многопараметрической и многокритериальной оптимизации СТС реализует последовательность решения иерархии задач оптимизации в соответствии с принципами решения оптимизационных задач сложных систем [4, 13, 54]. Здесь внешние параметры подсистемы *k*-го (рис. 3.4) уровня формируются из числа внутренних и внешних параметров подсистемы (*k* – 1)-го (вышестоящего) уровня.

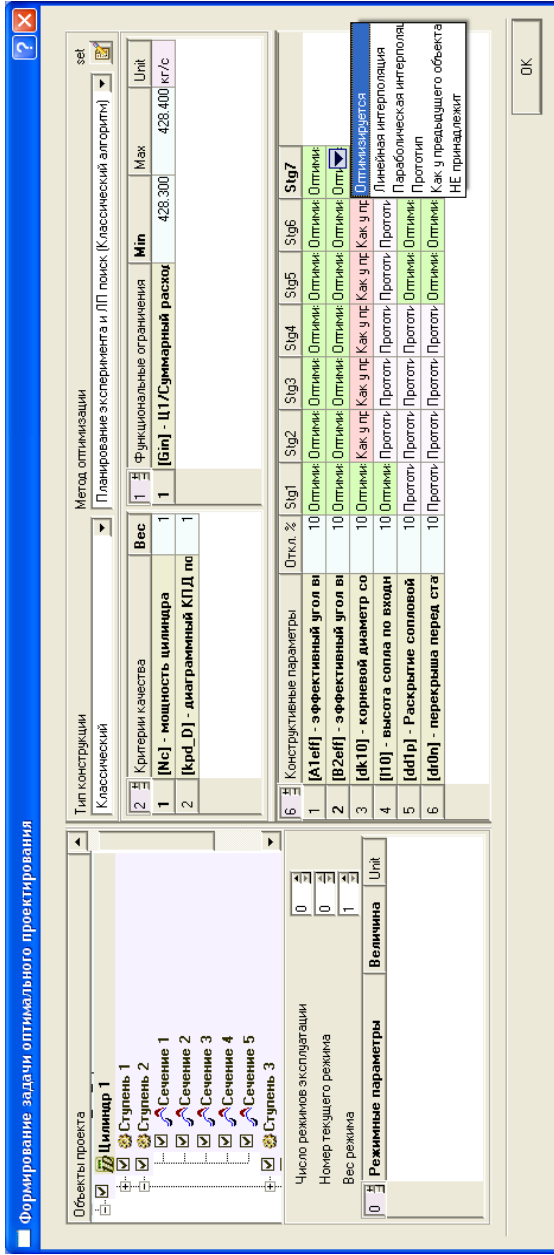


Рис. 3.2. Диалоговый монитор формирования сценариев вычислительного оптимизационного процесса трехуровневой оптимизации параметров ПЧ цилиндра

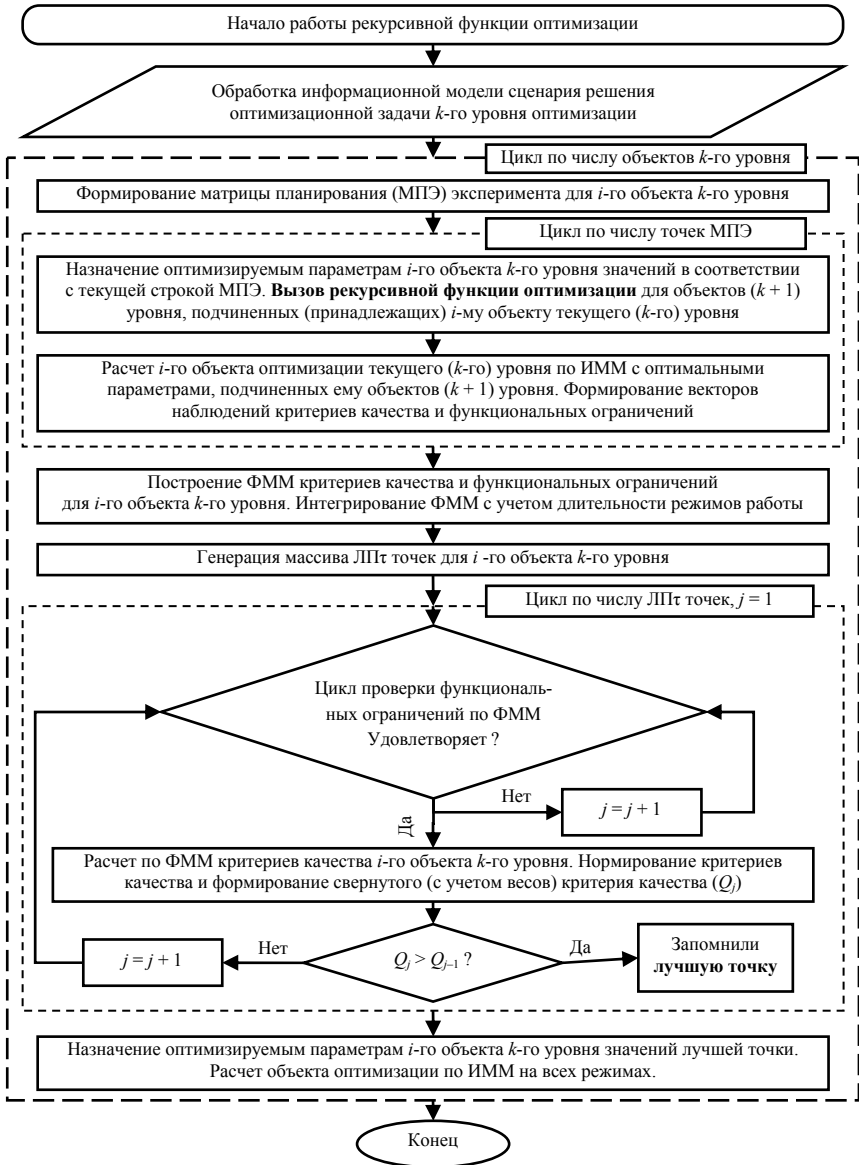


Рис. 3.3. Блок-схема универсального рекурсивного метода многоуровневой многопараметрической и многокритериальной оптимизации сложных технических систем

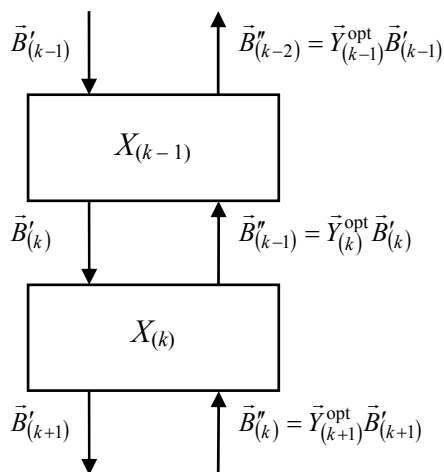


Рис. 3.4. Обмен информацией между уровнями оптимизации

Обратная связь осуществляется за счет влияния выходных параметров подсистемы k -го уровня $\vec{B}''_{(k-1)}$, по отношению к подсистеме $(k-1)$ -го, являющихся внешними. Полный вектор внешних параметров $(k-1)$ -го уровня, таким образом, состоит из вектора внешних параметров $\vec{B}'_{(k-1)}$, приходящего с вышестоящего уровня, и векторов $\vec{B}''_{(k-1)}$ нижестоящих подсистем.

Этот процесс продолжается до самого нижнего уровня, в результате чего определяют все оптимальные параметры подсистем, составляющих сложную техническую систему. При этом, формирование векторов критериев качества каждого уровня иерархии осуществляется пользователем из предлагаемых, заранее сформированных в ЕИИП САПР «Турбоагрегат», динамических списков критериев качества уровневых объектов (рис. 4.10, 4.11).

При организации этих списков используется основной принцип проектирования сложных иерархических систем: повышение качества объектов низлежащих уровней должно способствовать достижению более высо-

ких показателей критериев качества объектов оптимизации, расположенных на более высоких уровнях иерархии.

Приведенная на рис. 3.4. организация обмена информацией между уровнями проектирования, впервые была предложена в работе [13]. В настоящей работе она получила свое дальнейшее развитие в плане повышения ее универсальности, надежности и снижения потребления вычислительных ресурсов.

Благодаря разработанному в настоящей работе универсальному методу организации связи информационных моделей объектов проектирования с алгоритмическими блоками их математических моделей, процесс обмена информацией между иерархическими уровнями оптимизации существенным образом упростился. В данном случае процесс передачи информации между уровнями оптимизации физически отсутствует, так как каждый уровень иерархической оптимизации всегда имеет прямой доступ к необходимой информации. Отмеченный эффект получен благодаря использованию в информационном пространстве проекта единой информационной модели объекта проектирования, к параметрам которой, посредством соответствующих адресных ссылок, подключены все используемые в алгоритме оптимизации математические модели уровневых объектов. При этом, любой параметр из общей информационной модели может быть одновременно связан и задействован в алгоритмах математических моделей объектов различных уровней оптимизации. Поэтому любое изменение значения такого параметра на каком-либо уровне оптимизации автоматически становится доступным для математических моделей остальных уровней оптимизации, что и обеспечивает высокую скорость обмена информацией между уровнями оптимизации и высокую степень надежности передачи такой информации.

В качестве примера работы рекурсивного алгоритма и организации информационных связей при решении общей задачи оптимизации, например, паротурбинного блока на рис. 3.5 приведена структурная схема и информационные связи между уровневыми оптимизационными задачами.

На рис. 3.3 приведена блок-схема универсального оптимизационного метода поиска глобального оптимума в наиболее общей форме. Вместе с тем, иногда возникают случаи, которые требуют осуществления дополнительных процедур. Рассмотрим некоторые из них.

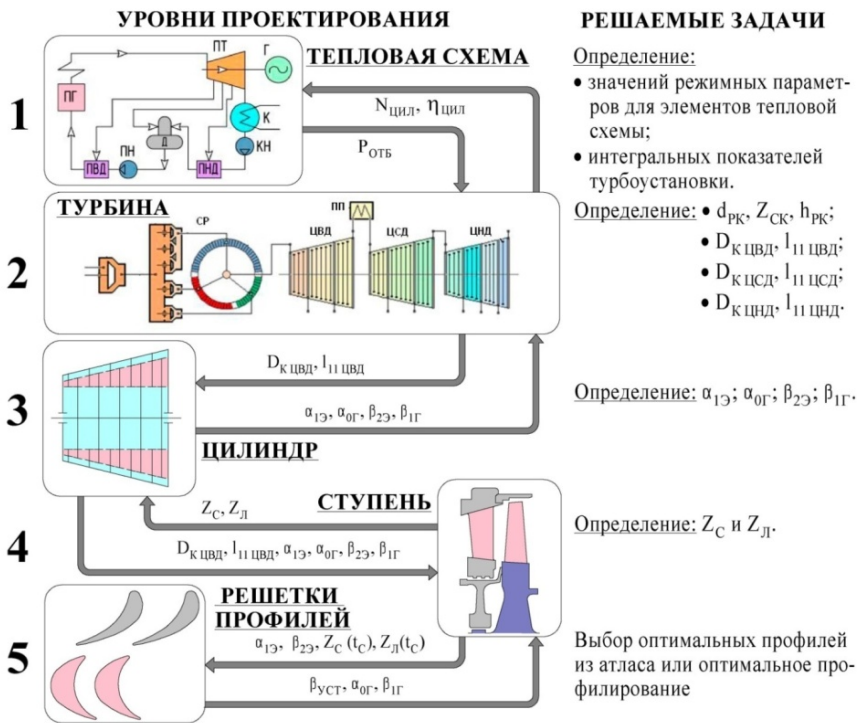


Рис. 3.5. Структура алгоритма оптимального проектирования паротурбинного блока

3.1.1. Решение задачи оптимизации при мультимодальной целевой функции

В ряде случаев возникает необходимость проверки целевой функции на мультимодальность. В разработанной подсистеме многоуровневой многокритериальной и многопараметрической оптимизации СТС предусмотрено два метода решения оптимизационных задач с мультимодальными целевыми функциями.

Первый метод.

Данный метод основывается на многократном решении задач (3.1) и (3.2) в соответствии с методом, представленным на рис. 3.3. При этом

количество решений определяется координатами специальным образом выбранных точек. При выборе «подозрительных» точек, с точки зрения наличия локальных оптимумов, используются идеи метода пчелиного роя (*Bees Algorithm*), первые работы по которому, были опубликованы в 2005 г. [55, 56]. Метод представляет собой итеративный эвристический мульти-агентный метод случайного поиска, в котором моделируется поведение пчёл при поиске нектара. Критерием выбора точек и соответствующих им подобластей, в которых будут решаться локальные оптимизационные задачи (метод рис. 3.3), служит евклидово расстояние $R_{аб} = \|\vec{x}_а - \vec{x}_б\|$ в пространстве оптимизируемых параметров между сравниваемыми точками из множества ЛПт последовательности. Если евклидово расстояние $R_{аб}$ между двумя, случайным образом выбранными пробными точками $(\vec{x}_а, \vec{x}_б)$, меньше некоторой фиксированной величины $R_{зад}$, то выбирается точка с большим значением целевой функции.

Безусловно, задача поиска оптимальных решений для СТС, у которых целевые функции мультимодальны, является более сложной, а ее решение требует дополнительных временных ресурсов. Вместе с тем, подход, основанный на многократном решении задач (3.1) и (3.2) с различных точек пространства оптимизируемых параметров позволяет решать оптимизационные задачи и с мультимодальными целевыми функциями, что расширяет возможности разработанной методологии многоуровневой многокритериальной и многопараметрической оптимизации СТС.

Второй метод.

Отличительная особенность данного метода заключается в замене в методе оптимизации (рис. 3.3) формальной макромодели вида (2.1) более совершенной (см. (2.8) и рис. 2.2), имеющей более сложную структуру, и способную аппроксимировать функции с несколькими локальными оптимумами.

Безусловно, для получения коэффициентов $a_{(i,k)}$, $b_{(i,k)}$, $c_{(i,k)}$, $d_{(i,k)}$ зависимости (2.8) необходимо проведение дополнительного вычислительного эксперимента. Данный эксперимент проводится в точках нормированного пространства независимых переменных q_i . При этом длины интерполяционных участков и координаты их узлов одинаковы для всех независимых переменных. Число участков (nz) задается. Минимально необходимое число

участков равно четырем. В этом случае требуется дополнительный расчет целевых функций в пяти точках $(-1; -0,5; 0; 0,5; 1)$ по каждой переменной q_i . Для обеспечения принципа независимого влияния каждой переменной, остальным переменным в процессе вычислений назначаются значения, равные 0 ($q_i = 0$), что соответствует центру принятого диапазона их изменений. Следует также отметить, что в случае использования планов Рехтшафнера [42] для получения ФММ вида (2.1), число дополнительных вычислений для получения более точной ФММ вида (2.8) сокращается для каждого независимого параметра ФММ на два и равно, соответственно, трем.

3.1.2. Особенности решения многокритериальных оптимизационных задач

Нередко возникают ситуации, когда объект оптимизации характеризуется несколькими целевыми функциями. Такие ситуации возникают тогда, когда проектируемый объект необходимо оценить с различных точек зрения и/или по различным показателям качества. В этом случае приходится оценивать объект по целому комплексу соответствующих показателей, которые часто находятся в противоречии друг с другом. Кроме того, иногда возникают задачи, когда для различных этапов функционирования объекта (например, этапов жизненного цикла) приходится вводить соответствующие показатели качества и на их базе формировать целевые функции. С учетом многокритериальности задача оптимизации сложного технического объекта трансформируется в задачу выбора наилучшего проектного решения. В процессе оптимизации находят некоторое множество альтернативных (конкурирующих) проектов. Окончательный выбор того или иного варианта осуществляется экспертом либо группой лиц, принимающих решения. Отмеченный выше комплекс соответствующих показателей, характеризующий качество объекта оптимизации, как отмечалось выше, может быть представлен в виде векторного критерия качества

$$\vec{Y} = \left\{ Y_1(\vec{x}_k, \vec{x}_p), Y_2(\vec{x}_k, \vec{x}_p), \dots, Y_n(\vec{x}_k, \vec{x}_p) \right\}, \quad (3.3)$$

где Y_1, Y_2, \dots, Y_n – компоненты векторного критерия (частные функции показателей качества объекта); \vec{x}_k, \vec{x}_p – векторы конструктивных параметров

и режимных параметров, соответственно, которые вместе определяют проектное решение.

С учетом размерности n вектора \vec{Y} получаем некое n -мерное критериальное пространство, а значение вектора \vec{Y} в этом пространстве представляет собой векторную оценку качества объекта оптимизации.

Применение векторного критерия, как правило, не обеспечивает получение наилучших показателей всех его компонент, и поэтому получаемые решения реальных оптимизационных задач всегда представляют собой некоторые варианты компромиссных решений.

Для сравнения компонент векторного критерия \vec{Y} , имеющих разный физический смысл (и, естественно, разные размерности), выполняется нормирование частных критериев качества (целевых функций (Y_1, Y_2, \dots, Y_n)). Для осуществления операции их нормирования, чаще всего, применяют следующую зависимость

$$y_i = \left(\frac{Y_i - Y_{i\min}}{Y_{i\max} - Y_{i\min}} \right)_{i=1, \dots, n} . \quad (3.4)$$

Как видно зависимость (3.4) требует для проведения операции нормирования предварительного определения минимального и максимального значений $(Y_{i\min}, Y_{i\max})$ каждого частного критерия качества в соответствующем критериальном пространстве, что требует решения, как минимум, $2n$ предварительных одномерных оптимизационных задач. Данное обстоятельство ведет к существенному повышению требуемых временных вычислительных ресурсов.

Вместе с тем, учитывая тот факт, что для большинства объектов энергетики минимальное значение для всех частных целевых функций можно принять равным нулю ($Y_{i\min} = 0$), зависимость (3.4) преобразуется к виду

$$y_i = \left(\frac{Y_i}{Y_{i\max}} \right)_{i=1, \dots, n} . \quad (3.5)$$

В связи с тем, что решение многоуровневых многокритериальных оптимизационных задач носит итерационный характер, в процессе которого от итерации к итерации значение $Y_{i\max}$ все больше приближается к значению

целевой функции в центре области оптимизируемых параметров, в данной работе принята следующая нормировочная зависимость

$$y_i = \left(\frac{Y_i}{Y_{i0}} \right)_{i=1, \dots, n}, \quad (3.6)$$

где Y_{i0} – значение i -й целевой функции в центре плана эксперимента.

Использование зависимости (3.4) переводит все критерии качества в область пространства с границами ($y_i \in [0,1]$). Применение зависимости (3.6) на первых итерациях несколько расширяет правую часть границы, и лучшие решения характеризуются показателями качества, нормированные значения (y_i) которых, несколько превышают единицу. Вместе с тем, на последних итерациях это превышение практически исчезает, обеспечивая, тем самым, требуемое условие нормирования ($y_i \in [0,1]$). С учетом этого, использование зависимости (3.6) для нормирования частных показателей качества выглядит вполне оправданным.

С целью упрощения решения многокритериальной задачи используется свертка векторного критерия качества, которая осуществляется по следующей зависимости

$$\|Y^*(\vec{x}_k, \vec{x}_p)\| = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\mu_i Y_i^*(\vec{x}_k, \vec{x}_p))^2}, \quad (3.7)$$

что является, по существу, модулем вектора частных критериев качества с учетом их весовых коэффициентов (μ_i).

Таким образом, в n -мерном **нормированном** критериальном пространстве каждый вариант конструкции СТС характеризуется соответствующей точкой, расстояние которой до центра координат пропорционально значению модуля $\|Y^*(\vec{x}_k, \vec{x}_p)\|$ векторного критерия качества, рис. 3.6.

По своей сути, используемый вид свертки (3.7), аналогичен свертке метода идеальной точки, которая, в свою очередь, близка, по данным работы [57], к свертке Гермейера [58]. Известно, что метод идеальной точки и метод свертки Гермейера, в отличие от метода взвешенных критериев (аддитивной свертки), позволяют находить решения, лежащие как на выпуклой, так и на невыпуклой части фронта Парето.

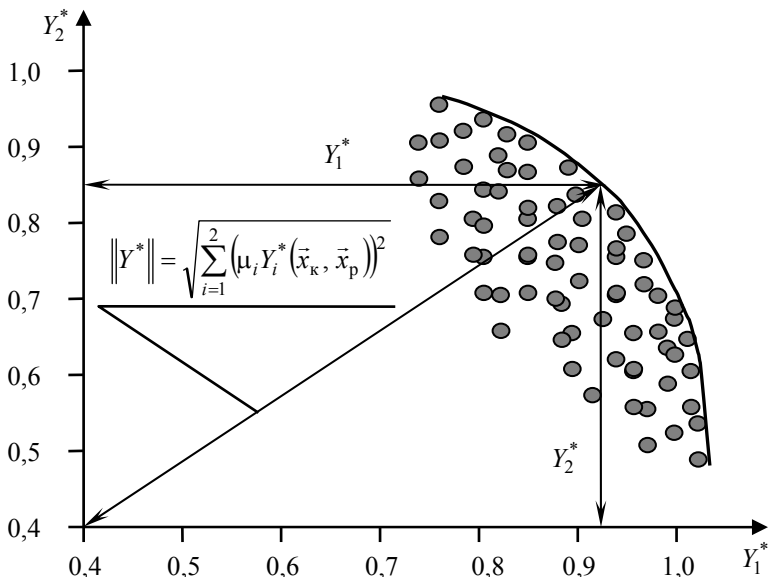


Рис. 3.6. К определению расстояния от центра координат до точек Парето

Сравнивая предложенную свертку со сверткой метода идеальной точки, в котором для поиска решения, принадлежащего Парето-фронту в пространстве частных критериев, минимизируется расстояние между точкой, соответствующей идеально-лучшему решению и решениями, получаемым в процессе оптимизации, видно, что в предложенном виде свертки (3.7) вместо «идеально-лучшей» точки используется «идеально-худшая» – это точка, соответствующая началу координат. В этом случае метод оптимизации находит решение, у которого расстояние между центром координат критериального пространства и точкой, соответствующей этому решению, является максимальным. Применяя свертку критериев по предложенному методу при решении оптимизационных задач для различных сочетаний весовых коэффициентов μ_i , находим точки, наиболее удаленные от начала координат, получая, таким образом, множество недоминируемых решений, соответствующих Парето-фронту (см. рис. 3.6).

В качестве примера эффективности использования свертки (3.7) в табл. 3.1 и на рис. 3.7 приведены результаты оптимизации ПЧ ЦВД турби-

ны К-220-44-2М по двум критериям – мощности и диаграммному КПД цилиндра для различных значений их весовых коэффициентов (μ_i). Расчеты показали, что:

1) Для ПЧ цилиндра с отборами рабочего тела его мощность и диаграммный КПД в области оптимальных решений являются альтернативными критериями качества.

2) Полученные оптимальные решения для ПЧ ЦВД являются недоминируемыми, принадлежат множеству Парето и равномерно распределены не только вдоль Парето-фронта, но и в пространстве оптимизируемых параметров ПЧ.

Номера точек на кривых соответствуют номерам оптимизационных задач из табл. 3.1.

Что касается вопроса сходимости предложенного метода многоуровневой оптимизации с использованием ФММ, то какие-либо теоремы сходимости здесь отсутствуют, как, впрочем, и для большинства других, более простых схем поисковой оптимизации (см., например, [59]). Все же некоторые оценки, которые основываются на свойствах сходимости аппроксимирующей функции к истинной целевой функции, были сделаны в [59]. Здесь показано, что если аппроксимирующая функция в зоне оптимума сходится к истинной целевой функции, то получаемые решения не противоречат «минимаксной» теореме Немировского-Юдина и сходимость аппроксимационного метода может оказаться более быстрой.

Таблица 3.1

Весовые коэффициенты свертки частных критериев оптимизации для мощности ($\mu_{N_{ц}}$) и КПД ($\mu_{\eta_{ц}}$) и интегральные показатели качества ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М

Номер оптимизационной задачи	$\mu_{N_{ц}}$	$\mu_{\eta_{ц}}$	$N_{ц}$, МВт	$\eta_{ц}$, %
1	0	1	124,398	82,49
2	0,2	0,8	124,981	82,23
3	0,4	0,6	125,844	81,77
4	0,5	0,5	126,436	81,07
5	0,6	0,4	126,804	80,15
6	0,8	0,2	127,173	78,50
7	1	0	127,288	77,82

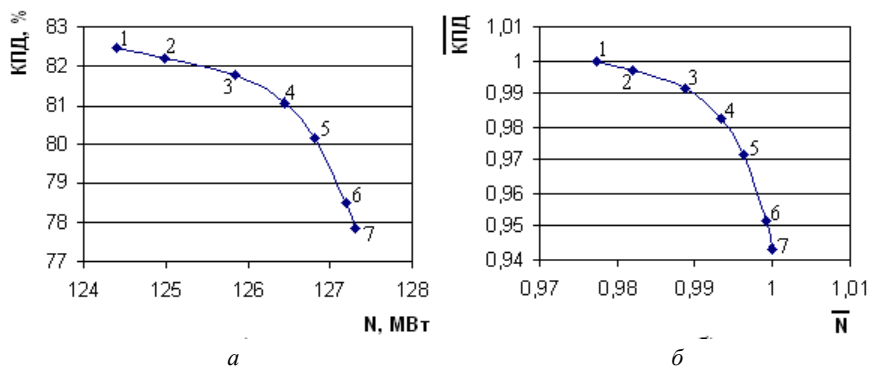


Рис. 3.7. Парето-фронт решения двухкритериальной оптимизационной задачи для ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М:

a – значения критериев качества в натуральных единицах измерения;
б – значения критериев качества в нормированных величинах

3.2. Учет изменения режимов эксплуатации в задачах оптимизации сложных технических систем

Рассмотренный выше (3.7) вид свертки векторной целевой функции, позволяет учесть специфическую особенность задачи оптимального проектирования СТОЭ, предназначенных для работы, как на постоянном, так и на переменных режимах. В случае оптимизации с учетом переменности эксплуатационных нагрузок функция (3.7), с одной стороны, несет в себе информацию о суммарной эффективности конструкции на всех режимах эксплуатации, а с другой стороны, она подчеркивает наличие Паретовских признаков конкурентного влияния «частных» критериев качества каждого из режимов эксплуатации на итоговый результат.

В данном случае критерии качества даже одной физической сущности, но определяемые для разных режимов функционирования осевой турбины, являются конкурентными критериями в общей оптимизационной задаче и расширяют размерность пространства критериев при поиске Паретовского множества решений. Данная особенность еще раз подчеркивает основной Паретовский принцип: конструкция не может иметь максимально высокие

значения всех критериев качества на всех режимах эксплуатации. Улучшая показатели СТОЭ для одного режима, приходится, в какой-то степени, жертвовать аналогичными показателями работы на других режимах.

Учет влияния многорежимности функционирования объектов оптимизации в современном представлении данной проблемы, впервые был затронут в работах [3, 47, 60]. Достаточно долго эта проблема решалась исключительно проектированием объектов на усредненные режимные параметры. Для получения усредненных значений режимных параметров осуществлялось предварительное интегрирование графиков их изменения за определенный период времени, а затем определялись их средневзвешенные значения, которые и использовались в качестве параметрических ограничений при оптимизации соответствующих СТОЭ.

Проектирование объектов на усредненный режим функционирования представляет собой более простую задачу по сравнению с задачей, в которой формирование целевой функции осуществляется в соответствии с современными подходами решения подобных задач.

Вместе с тем, до настоящего времени, не рассматривались вопросы, связанные с оценкой возможного влияния на формирование целевой функции и результаты оптимизации, описанных выше подходов учета многорежимности в задачах оптимального проектирования СТОЭ.

Ниже приведено сравнение двух подходов учета влияния многорежимности.

3.2.1. Теоретическая оценка отличия двух подходов учета влияния многорежимности в задачах оптимизации сложных технических систем

В общем виде целевую функцию для задачи оптимального проектирования СТОЭ можно представить в виде (3.2). В этом случае каждая компонента вектора \vec{x}_p является функцией времени

$$x_p^i = f^i(t). \quad (3.8)$$

При проектировании объектов на усредненный режим функционирования, достаточно часто влияние зависимости (3.8) на целевую функцию

стараятся «исключить», проведя предварительно операцию усреднения компонент вектора режимных параметров, сведя задачу (3.2) к задаче (3.1). При этом значение режимных параметров определяется следующим образом

$$x_p = \frac{\int_0^T f^i(t) dt}{T}. \quad (3.9)$$

Рассмотрим более подробно последствия сведения задачи (3.2) к (3.1). Используя принцип суперпозиции для целевой функции задачи (3.2), преобразуем ее к следующему виду (пример, для одного критерия качества)

$$Y^{\text{opt}} = \max \left(\int_0^T \left(\sum_1^{N_p} f_p^i(t) + \sum_1^{N_{p(i \neq j)}} (f_p^i(t) \Leftrightarrow f_p^j(t)) + \sum_1^{N_k} f_k^i(x_k^i) + \sum_1^{N_{k(i \neq j)}} (f_k^i(x_k^i) \Leftrightarrow f_k^j(x_k^j)) + \sum_1^{N_{pk(i \neq j)}} (f_p^i(t) \Leftrightarrow f_k^j(x_k^j)) \right) dt \right), \quad (3.10)$$

где первый член зависимости отражает влияние на функцию цели каждого из режимных параметров, второй член соответствует эффекту от их взаимного (перекрестного) влияния, третий член представляет собой зависимость целевой функции от конструктивных параметров, четвертый член отвечает за перекрестное влияние конструктивных параметров и пятый член составляет добавку, возникающую от совместного влияния режимных и конструктивных параметров. Знак « \Leftrightarrow » обозначает эффект взаимодействия (совместного влияния).

Если использовать аналогичный подход для разложения целевой функции для задачи (3.1) на составляющие аналогично (3.10), то в результате мы получим только два члена: это, соответственно, третий и четвертый члены зависимости (3.10)

$$Y^{\text{opt}} = \max \left(\sum_1^{N_k} f_k^i(x_k^i) + \sum_1^{N_{k(i \neq j)}} (f_k^i(x_k^i) \Leftrightarrow f_k^j(x_k^j)) \right). \quad (3.11)$$

Сравнивая зависимости (3.10) и (3.11), видим, что сведение задачи (3.2) с помощью усреднения режимных параметров к задаче (3.1) приводит к существенному снижению чувствительности целевой функции к изменению режимных параметров. Если считать, что эффект влияния каждого из режимных параметров и эффекты, отражающие их взаимное (перекрестное) влияние, в какой-то мере косвенным образом будут учтены за счет использования в задаче усредненных значений (3.9) этих параметров, то эффекты взаимодействия режимных и конструктивных параметров в такой постановке не учитываются вовсе.

Таким образом, использование задачи (3.2) для оптимизации СТОЭ с учетом переменности режимов их эксплуатации позволяет учесть большее количество эффектов влияния конструктивных и режимных параметров на целевую функцию и, тем самым, повысить вероятность отыскания решения, обеспечивающего наилучшие показатели качества на заданной гамме режимов.

3.2.2. Метод оптимизации, основанный на интегрировании формальных макромоделей целевых функций

При включении в рассмотрение предполагаемых режимов эксплуатации, создаваемые ФММ критериев качества и функциональных ограничений являются функциями конструктивных и режимных параметров. Диапазоны изменения режимных параметров выбираются в соответствии с предполагаемым графиком их изменения и не меняются в процессе итераций по уточнению оптимальных решений. Диапазоны изменения конструктивных компонент вектора ФММ, как правило, сужаются в процессе уточняющих итераций.

Использование таких ФММ на этапе поиска оптимального решения приводит к необходимости многократной оценки критериев качества и функциональных ограничений для каждой пробной точки (соответствующей некоторой комбинации конструктивных параметров), количество вычислений каждой ФММ эквивалентно числу рассматриваемых режимов работы. Очевидно, что увеличенное количество расчётов требует дополнительных вычислительных ресурсов в процессе поиска лучшей конструкции.

Решение отмеченной проблемы может быть достигнуто путем исключения режимных параметров из вектора варьируемых параметров ФММ вида (2.1). Для исключения режимных параметров необходимо выполнить интегрирование ФММ. В этом случае новые коэффициенты ФММ интегрального критерия качества получаются из следующей зависимости

$$\begin{aligned}
 Y(q) = & A_0 + \sum_{i=1}^{N_k} A_i q_i + \sum_{j=1}^{N_p} A_j \int_0^1 q_j(t) dt + \sum_{i=1}^{N_k-1} \sum_{k=i+1}^{N_k} A_{ik} q_i q_k + \\
 & + \sum_{j=1}^{N_p-1} \sum_{m=j+1}^{N_p} A_{jm} \int_0^1 q_j(t) q_m(t) dt + \sum_{i=1}^{N_k} \sum_{j=1}^{N_p} A_{ij} q_i \int_0^1 q_j(t) dt + \quad (3.12) \\
 & + \sum_{i=1}^{N_k} A_{ii} q_i^2 + \sum_{j=1}^{N_p} A_{jj} \int_0^1 q_j^2(t) dt,
 \end{aligned}$$

где N_k, N_p – число конструктивных и режимных параметров, соответственно; t – время.

В новую ФММ вида (3.12) входят интегралы от режимных параметров, которые можно вычислить, зная графики изменения режимных параметров ($q_j(t)$), и преобразовать ее к виду

$$Y_m(q) = A_{0p} + \sum_{i=1}^{N_k} (A_{ip} q_i + A_{ii} q_i^2) + \sum_{i=1}^{N_k-1} \sum_{k=i+1}^{N_k} A_{ik} q_i q_k, \quad (3.13)$$

где

$$\begin{aligned}
 A_{0p} = & A_0 + \sum_{j=1}^{N_p} \left(A_j \int_0^1 q_j(t) dt + A_{jj} \int_0^1 q_j^2(t) dt \right) + \\
 & + \sum_{j=1}^{N_p-1} \sum_{m=j+1}^{N_p} A_{jm} \int_0^1 q_j(t) q_m(t) dt; \quad (3.14) \\
 A_{ip} = & A_i + \sum_{j=1}^{N_p} A_{ij} \int_0^1 q_j(t) dt.
 \end{aligned}$$

ФММ вида (3.12) более удобно использовать в оптимизационном алгоритме для оценки критериев качества и функциональных ограничений,

т. к. приведенная макро модель зависит только от конструктивных параметров, которые не изменяют своих значений при изменении режима работы ПЧ. При этом, учёт предполагаемого графика изменения эксплуатационных нагрузок осуществляется за счёт того, что режимные параметры интегрально входят в новые коэффициенты ФММ (см. (3.13) и (3.14)). Проинтегрированные ФММ целевых функций и функциональных ограничений используются в алгоритме рекурсивной функции многоуровневой многокритериальной и многопараметрической оптимизации СТОЭ (см. рис. 3.3).

3.3. Методы модификации и управления конструкцией объектов проектирования в процессе поиска оптимальных решений

3.3.1. Метод управления и оптимизации параметров решеток при заданных множествах сопловых и рабочих профилей

Следует отметить, что большинство математических моделей ПЧ осевой турбины, например, рассмотренные в работах [4, 5, 17, 27, 29, 34, 60–62 и др.], предназначены для оценки эффективности ПЧ, решетки которой составлены из виртуальных профилей. Имеется в виду, что параметры решетки задаются без жесткой «привязки» к какому-либо профилю. В число этих параметров входят: эффективный угол выхода, геометрический угол входа, шаг решетки, хорда профиля, толщина выходной кромки. При использовании этого метода в задачах оптимизации с определением оптимальных значений эффективных углов решеток невозможно правильным образом определять значения геометрических углов входа решеток, что, естественно, отражается на оценке потерь, связанных с ударным натеканием на них потока рабочего тела.

Для устранения этого недостатка в ЕИИП информационной модели ПЧ осевой турбины был введен параметр – «тип используемого профиля». Данному параметру присваивается значение индекса записи в ИБДР, соответствующее индексу характеристик выбранного из базовой структуры «Атласы» (рис. 4.6) требуемого соплового или рабочего профиля, что позволило использовать геометрические характеристики конкретных

профилей для определения геометрических углов входа решеток при изменении в процессе оптимизации эффективного угла или угла установки решетки.

Метод, с помощью которого определяются действительные значения геометрических углов входа решеток в функции эффективного угла выхода или угла установки профиля и шага решеток, приведен ниже. Данный метод предназначен для работы с турбинными профилями, описанными окружностями. В этом случае известными должны быть геометрические характеристики таких профилей, в частности:

- Координаты центров окружностей, образующих профиль.
- Координаты точек сопряжения окружностей.
- Номера окружностей, участвующих в образовании горла решетки профилей.
- Начальный угол установки.
- Геометрический угол входа при начальном угле установки.

Отмеченные параметры берутся из «атласа сопловых/рабочих профилей» в ИБДР.

Кроме того, должны быть заданы параметры, характеризующие решетку профилей, а именно:

- Хорда профиля.
- Шаг решетки.
- Эффективный угол выхода/угол установки профиля.

Наличие отмеченных параметров позволяет однозначно вычислить недостающие для расчета ПЧ параметры:

- Угол установки профиля/эффективный угол выхода из решетки.
- Геометрический угол входа в решетку.

Все обозначения, касающиеся описания данного метода, приведены на рис. 3.8.

Необходимо отметить, что в данном методе геометрические характеристики профилей определены в системе координат, начало которой совпадает с координатами центра окружности выходной кромки профиля. С учетом этого, при определении требуемых нам параметров, поворот профилей будем осуществлять относительно центров их выходных кро-

мок, т. е. относительно начала координат. Новые координаты центров окружностей будем определять с помощью тригонометрических соотношений. Для этого воспользуемся полярной системой координат с центром, соответствующим центру выходной кромки профиля (координаты – $X_{k_c} = 0, Y_{k_c} = 0$). Предварительно определим радиус-векторы и углы, определяющие положения центров окружностей в полярной системе координат.

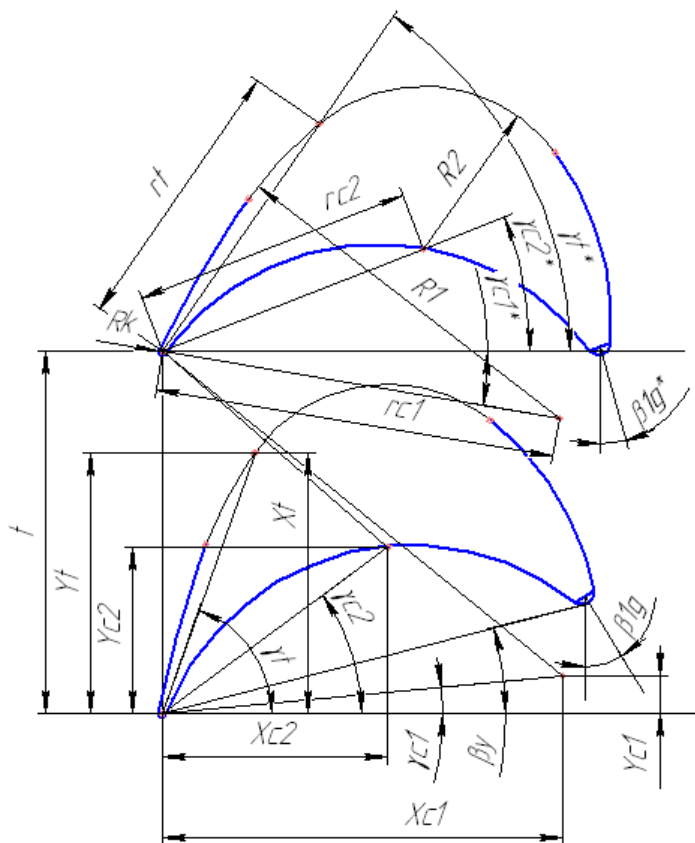


Рис. 3.8. Обозначения к алгоритму

Это будут радиус-векторы

$$r_{ci} = \sqrt{X_{ci}^2 + Y_{ci}^2} \quad (3.15)$$

и, соответствующие им, углы

$$\varphi_{0i} = \arctg\left(\frac{Y_{ci}}{X_{ci}}\right), \quad (3.16)$$

где i , Y_{ci} , X_{ci} – номер окружности, описывающей участок профиля, а также координаты его центра, соответственно. Радиус-векторы r_{ci} и углы φ_{0i} соответствуют положению профиля с начальным углом установки, например равного нулю ($\beta_y^* = 0$). В этом случае профиль лежит на хорде (см. рис. 3.8 – верхний профиль).

Если угол установки профиля будет изменяться $\beta_y = \beta_y^* + \Delta\beta_y$, то, естественно, соответствующим образом будут изменяться и координаты центров, описывающих его окружностей. В этом случае в полярной системе координат изменятся только углы φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_i^* + \Delta\beta_y. \quad (3.17)$$

Таким образом, новые значения координат центров окружностей соседнего профиля в декартовой системе координат будут равны:

$$Y_{ci} = r_{ci} \sin(\varphi_i) - t; \quad X_{ci} = r_{ci} \cos(\varphi_i). \quad (3.18)$$

Зная значения Y_{ci} и X_{ci} для заданного угла установки β_y , определим горло решетки. Для этого предварительно вычислим расстояния между центрами окружностей, описывающих участки соседнего профиля и центром выходной кромки исходного (верхнего, рис. 3.8) профиля с координатами $Xk_c = 0$, $Yk_c = 0$

$$Rr_i = \sqrt{X_{ci}^2 + Y_{ci}^2}. \quad (3.19)$$

В этом случае горло решетки будет равно

$$a_i = Rr_i - R_i - Rk, \quad (3.20)$$

эффективный угол выхода, соответственно,

$$\beta_{2\gamma}^i = \arcsin\left(\frac{a_i}{t}\right) \quad (3.21)$$

и геометрический угол входа, соответственно,

$$\beta_{1g} = \beta_{1g}^* + \Delta\beta_y, \quad (3.22)$$

где Rk , a_i , R_i – радиус выходной кромки, горло решетки, радиус i -й окружности, участвующей в образовании горла решетки, соответственно.

В связи с тем, что окружностей, потенциально способных принимать участие в образовании горла, может быть несколько, необходимо определить (найти) ту единственную окружность, которая в каждом конкретном случае будет непосредственно формировать горло решетки. Для этого определим новые координаты точки сопряжения окружностей, которые могут участвовать в формировании горла решетки профилей. Учитывая, что все точки профиля и координаты центров образующихся окружностей поворачиваются на один и тот же угол ($\Delta\beta_y$) относительно центра окружности выходной кромки, новые координаты точки сопряжения определим с помощью тригонометрических соотношений, аналогично определению координат центров окружностей, принимающих участие в формировании горла решетки.

$$y_t = r_t \sin(\gamma_t^* + \Delta\beta_y); \quad x_t = r_t \cos(\gamma_t^* + \Delta\beta_y), \quad (3.23)$$

где r_t , γ_t^* – радиус-вектор и угол точки сопряжения в полярной системе координат при начальном угле установки β_y^* , а x_t , y_t – координаты точки сопряжения окружностей в декартовой системе координат при $\beta_y = \beta_y^* + \Delta\beta_y$. С учетом этого, угол γ_t^* определяется следующим образом

$$\gamma_t^* = \arcsin\left(\frac{y_t}{r_t}\right), \quad (3.24)$$

где y_t – y -координата точки сопряжения окружностей при β_y^* , а r_t – ее радиус-вектор.

Для определения окружности (на «спинке» профиля), участвующей в образовании горла решетки, будем использовать координаты точки пересечения этой окружности с прямой, соединяющей ее центр с центром окружности выходной кромки соседнего профиля. Если, например, абсолютные значения координат этой точки будут больше абсолютных значений соответствующих координат точки сопряжения, то выбираем (см. рис. 3.8) вторую окружность, в противном случае – первую.

Следует отметить, что в математической модели расчета ПЧ «с заданными профилями» используются два метода. Первый из них приведен выше, а второй, аналогичен первому, но предназначен для определения угла установки профилей при заданных шаге решетки и эффективном угле выхода.

Наличие этих методов расширяет возможности формирования постановок оптимизационных задач и позволяет в процессе их решения однозначно связывать между собой три достаточно важных параметра турбинных решеток:

- шаг решетки;
- эффективный угол выхода/угол установки профиля;
- геометрический угол входа.

Особенность метода оптимизации параметров сопловых и рабочих решеток заключается в том, что он работает не в подсистеме оптимизации, а непосредственно во внешнем цикле математических моделей ПЧ (глава 1), где происходит оценка квадратов коэффициентов скорости решеток. В данном случае, на каждой итерации оценки φ^2 и ψ^2 для каждой решетки из назначенного множества профилей происходит подбор профиля, который при заданных условиях натекания рабочего тела, шаге решетки и эффективном угле выхода характеризуется наибольшим значением коэффициента скорости.

3.3.2. Метод автоматического построения меридиональных обводов многоступенчатой проточной части осевых турбин

Данный метод используется для автоматического определения значений высот лопаток и диаметров ступеней при изменении оптимизируемых параметров. Основное требование к данному методу заключается в необходимости автоматического обеспечения плавности меридиональных обводов ПЧ при любой комбинации оптимизируемых параметров, влияющих на высоты

лопаток и диаметры ступеней. Для выполнения этого требования в вектор оптимизируемых параметров, влияющих на меридиональные обводы ПЧ многоступенчатой осевой турбины, были включены следующие компоненты:

- корневой радиус соплового аппарата первой ступени по входной кромке лопатки ($R_{к10}$);
- высота сопловой лопатки первой ступени по входной кромке (ℓ_{10});
- раскрытия сопловых лопаток у корня ($\Delta h_{к1}$);
- раскрытия сопловых лопаток у периферии ($\Delta h_{п1}$);
- перекрыши сопловых лопаток у корня ($\Delta \ell_{к1}$);
- перекрыши сопловых лопаток у периферии ($\Delta \ell_{п1}$);
- раскрытия рабочих лопаток у корня ($\Delta h_{к2}$);
- раскрытия рабочих лопаток у периферии ($\Delta h_{п2}$);
- перекрыши рабочих лопаток у корня ($\Delta \ell_{к2}$);
- перекрыши рабочих лопаток у периферии ($\Delta \ell_{п2}$).

С учетом перечисленных компонент вектора оптимизируемых параметров, метод определения высот лопаток и радиусов (корневых, средних и периферийных) на входной и выходной кромках решеток, представляет собой достаточно простые зависимости. По сути, данные зависимости отражают последовательные вычисления (от входной до выходной кромки каждого венца) значений отмеченных параметров. Таким образом, высоты лопаток и радиусы текущей ступени в разработанном методе являются функциями компонент векторов оптимизируемых параметров всех предыдущих ступеней. Для наглядности на рис. 3.9 показано графическое представление конструктивных (размерных) связей между перечисленными параметрами, которые были положены в основу этого метода.

С учетом рис. 3.9 и компонент вектора оптимизируемых параметров, отмеченные зависимости имеют следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ell_{11}^i = \ell_{10}^i + \Delta h_{к1}^i + \Delta h_{п1}^i; \quad R_{к11}^i = R_{к10}^i - \Delta h_{к1}^i; \quad R_{11}^i = R_{к11}^i + \frac{\ell_{11}^i}{2}; \\ \ell_{20}^i = \ell_{11}^i + \Delta h_{к2}^i + \Delta h_{п2}^i; \quad R_{к20}^i = R_{к11}^i - \Delta h_{к2}^i; \\ \ell_{21}^i = \ell_{20}^i + \Delta h_{к2}^i + \Delta h_{п2}^i; \quad R_{к21}^i = R_{к20}^i - \Delta h_{к2}^i; \\ \ell_{10}^{i+1} = \ell_{21}^i + \Delta \ell_{к1}^{i+1} + \Delta \ell_{п1}^{i+1}; \quad R_{к10}^{i+1} = R_{к21}^i - \Delta \ell_{к1}^{i+1}. \end{array} \right. \quad (3.25)$$

Использование зависимостей (3.25) в процессе оптимизации для управления меридиональными обводами ПЧ многоступенчатой осевой турбины гарантирует получение конструкций с плавным увеличением высот лопаток и диаметров ступеней вдоль проточной части.

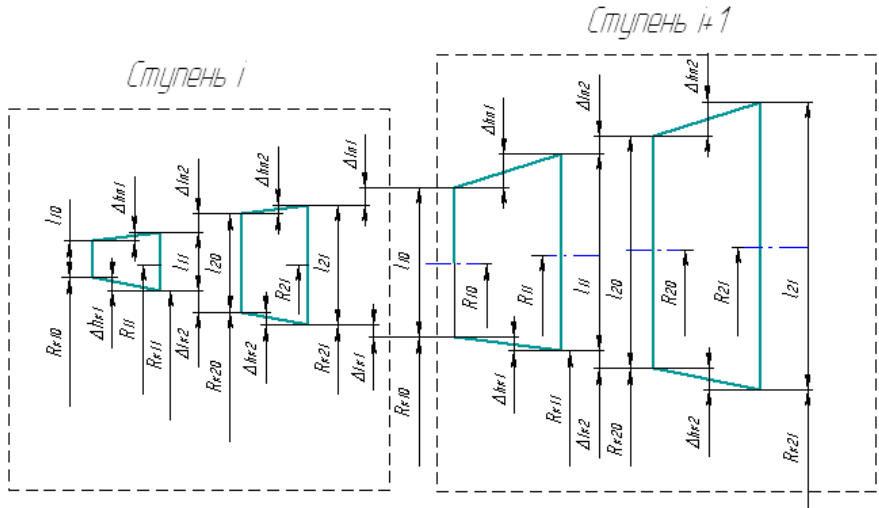


Рис. 3.9. Обозначения и конструктивная (размерная) схема к методу автоматического формирования меридиональных обводов ПЧ многоступенчатой осевой турбины

Г л а в а 4

МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ЕДИНОГО ИНТЕГРИРОВАННОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА МНОГОУРОВНЕВОЙ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ И МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Современные подходы к решению задач оптимального проектирования сложных технических систем, к которым, безусловно, относится и ПЧ осевых турбин, требуют применения разнообразных по своему назначению и сложности математических моделей, в том числе ПЧ и её элементов. Число таких моделей (см. главу 1), методов и методик оценки различных характеристик ПЧ уже сегодня достаточно велико. При этом они находятся в процессе постоянного развития, уточнения, усложнения, возникновения новых подходов и решений и т. д. Этому процессу способствует стремительное развитие информационных технологий, предоставляющее ученым и специалистам возможность ставить и решать все более и более сложные задачи. При этом наличие высокой конкуренции в области производства осевых турбин, а также постоянно ужесточающиеся требования экологической безопасности к производимому энергетическому оборудованию, накладывают на этот процесс необходимость учета различного рода производственно-технологических, природоохранных и социальных аспектов. Параллельно с развитием математических моделей объектов проектирования (ступени, цилиндра, всей турбины и т. д.) развиваются и их информационные комплексы. Необходимость во все более точной и всесторонней оценке качества объектов проектирования с каждым разом требует учитывать влияние все большего и большего количества разнообразных факторов и параметров.

Такой естественный динамичный процесс развития математического моделирования процессов в ПЧ осевых турбин и их информационных мо-

делей является достаточно серьезной проблемой при организации их эффективного использования как единого информационно согласованного комплекса оптимального проектирования сложных технических систем. Эффективно решить отмеченную проблему информационного и системного единства множества математических моделей, методов, методик, информационных комплексов объектов проектирования возможно лишь с помощью объединения их в ЕИИП.

Такое объединение позволит существенным образом повысить эффективность и надежность использования широкой гаммы математических моделей самого различного назначения и сложности при решении задач оптимального проектирования. При этом будут снижены стоимость и сроки проектирования, а также повышено качество получаемых решений. Отмеченные преимущества объединения в ЕИИП сущностей предметной и инвариантной подсистем обеспечиваются, в первую очередь, за счет высокоэффективного взаимодействия информационных и математических моделей, а также кардинального расширения возможностей управления постановками и процессом решения многорежимных, многопараметрических и многокритериальных задач оптимального проектирования сложных технических систем, в том числе и проточной части осевой турбины.

4.1. Основные требования, теоретические аспекты и методология формирования единого интегрированного информационного пространства

В современных условиях ни одно из предприятий, производящих сложное и уникальное оборудование, не может успешно конкурировать на рынке без активного использования систем автоматизированного проектирования или, в крайнем случае, их отдельных, наиболее важных инвариантных и предметных компонент. Не вдаваясь подробно в теорию разработки систем автоматизированного проектирования, отметим лишь несколько из наиболее важных и характерных особенностей, которые в обязательном порядке должны учитываться и находить свое отражение при создании и/или модификации ЕИИП СТС, как обязательного элемента САПР [63, 64].

ЕИИП как и САПР должно представлять собой совокупность информационно согласованных подсистем, т. е. все или большинство последовательностей задач проектирования должны обслуживаться информационно согласованными математическими моделями. Подразумевается, что две программы являются информационно согласованными, если все те данные, которые описывают объект проектирования в обеих программах, входят в единое информационное пространство, не требующее изменений при переходе от одной программы к другой. Плохая информационная согласованность, по существу, превращает САПР в совокупность автономных программ.

ЕИИП как и САПР – должно обладать свойствами открытых и развивающихся систем с обеспечением удобства модификации и включения новых информационных моделей, математических моделей, вычислительных методов и методик, а также различного рода инвариантных средств.

ЕИИП как и САПР должно обладать качеством специализированных систем с максимальным использованием унифицированных форматов и модулей.

Под унификацией, в данном случае, понимается нахождение общих закономерностей и использование универсальных алгоритмов обработки и управления предметной и инвариантной частями единого информационного пространства.

Не смотря на стремительное развитие современных вычислительных средств, методов и алгоритмов расчета, проектирования и конструирования энергетического оборудования, а также достигнутые результаты в этой области [4, 32, 48, 65], на сегодняшний день существует достаточно острая проблема их интеграции в качестве компонент ЕИИП САПР. Обеспечение принципов открытости, информационного и системного единства [63], гарантирующих на всех стадиях разработки, функционирования и развития ЕИИП целостность системы, является, в настоящее время, достаточно актуальной и не тривиальной задачей.

При кажущейся, на первый взгляд, простоте и естественности отмеченных выше принципов, практическая их реализация наталкивается на ряд

трудностей. В первую очередь, они вызваны широкой гаммой используемого оборудования, предназначенного для выполнения определенных взаимосвязанных функций в проектируемых объектах энергетики. Необходимость решения многочисленных задач анализа и синтеза этих объектов в процессе проектирования требует применения широкой гаммы мультидисциплинарных моделей анализа и синтеза различных уровней сложности (0D, 1D, 2D, 3D) каждого из объектов. В тоже время функциональная разнородность оборудования и соответствующих моделей расчета, выражающаяся, в первую очередь, в уникальности структур и содержании их информационных моделей, создают серьезные трудности в обеспечении требуемой согласованности при интеграции этих моделей в ЕИИП САПР «Турбоагрегат».

Для решения отмеченной проблемы наиболее удачным является подход, основанный на идее совместного использования информационных моделей объектов проектирования соответствующими математическими моделями различного уровня сложности, проектными процедурами и другими компонентами САПР [66–69]. В этом случае для создания условий эффективного функционирования всей системы достаточно обеспечить согласованность между информационными моделями различных объектов ЕИИП и всеми компонентами САПР. Множество данных, которые потенциально могут использоваться при функционировании САПР или служить запоминаемым результатом ее работы, являются содержательной частью информационных моделей предметной и инвариантной частей в ЕИИП. Очевидно, что широкое разнообразие уникальных свойств и целевых ролей элементов содержательной части ЕИИП, требует проведения серьезного анализа с целью выявления у них общих признаков.

Анализ сущностей подсистем САПР (параметров, массивов, структур, моделей расчета, редакторов, пунктов меню, кнопок, справочников, атласов, библиотек и т. д.) позволил в самой общей форме представить некий абстрактный универсальный суперкласс метаданных (сведениях о составе данных, содержании, формах представления, статусе, форматах и условиях доступа и т. д.) об элементе информационной модели ЕИИП как функцию от ряда блоков с атрибутами, т. е. значений, характеризующих элемент в его классе:

$$\begin{aligned}
X_i &= F_i(A_{ID}, A_{VIEW}, A_{NAME}, A_{INIT}, A_{SUB}, \\
&A_{CONTROL}, A_{LIB}, A_{LINK}, A_{DATA}, A_{EXIMP}); \\
X_i &\in \rightarrow \text{ЕИИП},
\end{aligned}
\tag{4.1}$$

где X_i и F_i – элемент ЕИИП и функция его представления в ЕИИП, соответственно; A_{ID} – атрибуты, отвечающие за уникальность идентификации X_i в ЕИИП; A_{VIEW} – атрибуты отображения и вида X_i на экране монитора; A_{NAME} – атрибуты мультиязычных имен X_i ; A_{INIT} – атрибуты начального состояния X_i ; A_{SUB} – атрибуты подчиненности X_i в структурах; $A_{CONTROL}$ – атрибуты управления подчиненными элементами ЕИИП; A_{LIB} – атрибуты связей X_i с математическими методами и расчетными моделями; A_{LINK} – атрибуты параметрических связей X_i со своими клонами в различных моделях расчета, компонентах и подсистемах; A_{DATA} – атрибуты связей X_i с данными из справочников и атласов; A_{EXIMP} – атрибуты экспортно-импортных операций X_i с внешними источниками данных.

Для представления информации о метаданных, описывающих элементы ЕИИП в понятном и пригодном для обработки виде, а также для использования новых возможностей по интеграции данных в ЕИИП и их совместной обработки различными математическими моделями, использовались основные требования и положения международных стандартов в области информационных технологий (*ISO 11179*) и унифицированного языка моделирования *UML-2*.

Так на рис. 4.1 в соответствии с *ISO 11179* представлены пакеты информации, описывающие предложенный абстрактный универсальный суперкласс метаданных элемента ЕИИП. В терминах *UML-2* на рис. 4.2 приведена диаграмма с абстрактным универсальным суперклассом метаданных элемента ЕИИП и отношения агрегации с другими классами, образующие в совокупности полное описание метаданных элемента ЕИИП.

Используя терминологию и особенности области разработки языков программирования, отмеченную выше форму описания свойств элемента ЕИИП можно охарактеризовать, как набор многоместных термов. Поэтому в дальнейшем, без специального акцентирования и упоминания, в некоторых случаях будут использованы отдельные решения и терминология, основанные на закономерностях, принятых в области разработки языков программирования.

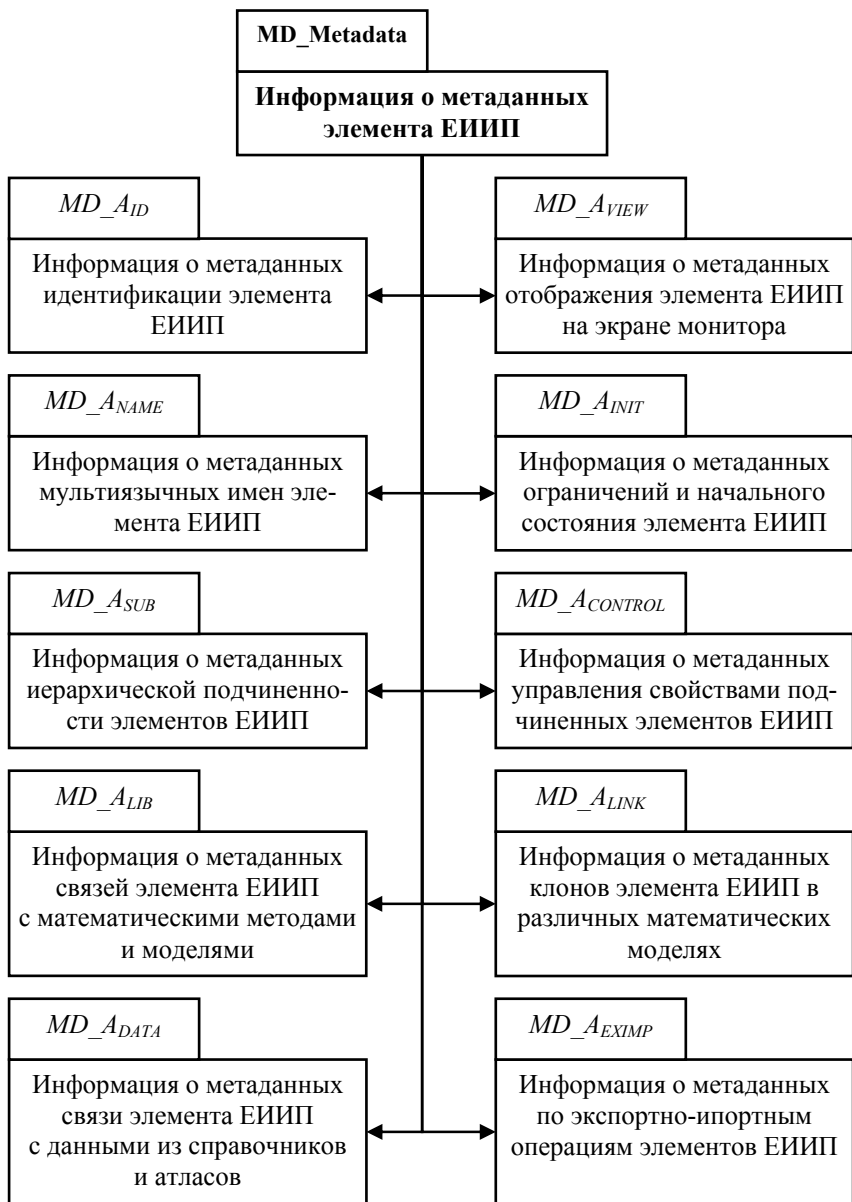
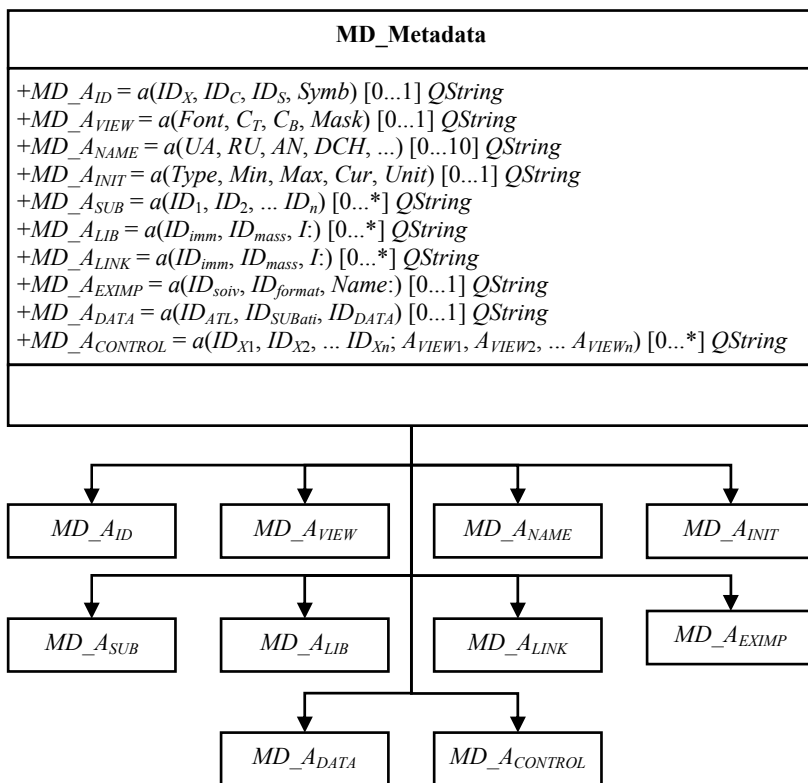


Рис. 4.1. Пакеты метаданных информации об элементах ЕИИП



Р и с . 4 . 2 . Диаграмма классов метаданных информации об элементах ЕИИП в терминах UML-2

Очевидно, что описание всех элементов ЕИИП в соответствии с (4.1) и рис. 4.1, 4.2 требует соответствующих средств хранения этой информации. Для этих целей использовались инструменты СУБД. С учетом этого, и результатов анализа сущностей подсистем САПР, создана ИБДР САПР «Турбоагрегат», в которой все элементы ЕИИП, с описывающими их свойства атрибутами, получили уникальные индексы. Таким образом, сформирован некий реестр сущностей предметной и инвариантной подсистем ЕИИП, который является одной из базовых компонент информационного обеспечения САПР «Турбоагрегат».

Здесь и дальше под «индексом» будем понимать уникальное целое число, идентифицирующее, в соответствии с правилами СУБД, запись в таблице ИБДР, соответствующую какому-либо элементу ЕИИП.

Кроме того, с помощью блока A_{SUB} элементы организуются в соответствующие управляющие иерархические структуры (УИС). Предварительная проработка этого вопроса позволила определить минимально необходимый набор УИС, соответствующих различным компонентам предметной и инвариантной подсистем САПР «Турбоагрегат».

С учетом этого, предлагается следующий минимально необходимый набор УИС:

- «Монитор» – структура, предназначенная для хранения, добавления и удаления записей, описывающих пункты меню, кнопки и различные информационные надписи графической оболочки САПР «Турбоагрегат».

- «Ресурс» – структура, предназначенная для хранения и модификации информации, связанной с наиболее общими данными инвариантной и предметной части ЕИИП (например, списки типов переменных, языков общения, параметров управления графикой, типов трубопроводов и их поворотов, методов формирования пера лопатки и т. п.).

- «Атласы» – структура, предназначенная для описания, хранения и редактирования записей различных атласных решений (атласы сопловых и рабочих профилей, атлас графических образов элементов тепловой схемы, атлас конструктивных элементов проточной части осевой турбины и др.).

- «Справочники» – данная структура содержит различную справочную информацию (справочники единиц и систем измерения, справочник материалов и др.).

- «Библиотеки» – структура, содержащая информацию об информационных моделях проектных процедур и математических моделях, математических методах, методах расчета диссипации энергии в элементах проточной части и определения свойств различных рабочих тел.

- «Объекты проектирования» – структура, предназначенная для хранения и модификации метаданных, описывающих информационные модели различных объектов энергетики – проточной части осевой турбины, составляющих блоков и узлов ГТУ и др.

- «Экспорт-импорт данных» – структура, содержащая информацию, связывающую одинаковые параметры-характеристики объектов проектирования в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» и в других внешних программных продуктах.

- «Базы данных проектов» – структура, содержащая информацию о СУБД и базах данных, предназначенных для хранения информации о созданных проектах.

- «Пользователи» – структура, предназначенная для учета и хранения информации о пользователях и степенях их допуска.

- «Типы проектов» – структура, в которой хранится информация о типах проектов, создаваемых в ЕИИП САПР «Турбоагрегат», например проектирование объектов, схемные решения и др.

Следует отметить, что каждая запись в ИБДР соответствует одному элементу ЕИИП, которому, в свою очередь, присваивается определенный класс. В ЕИИП САПР «Турбоагрегат» разработаны и используются следующие классы элементов: «Базовая структура», «Объект проектирования», «Узел древоподобной структуры», «Таблица», «Блок данных», «Массив», «Вектор», «Параметр», «Пункт», «Информационный слой», «Проектная процедура», «Надпись», «Индекс записи в таблице ИБДР». Данные классы pochodят от универсального суперкласса метаданных элемента ЕИИП (рис. 4.1, 4.2) и являются его экземплярами. Их назначения и особенности применения будут описаны ниже по мере их использования при описании свойств элементов ЕИИП САПР «Турбоагрегат».

Очевидно, что каждому классу элементов должен соответствовать свой набор блоков с атрибутами, который будет представляться некоторой усеченной версией общей зависимости (4.1) и описывать присущие только ему свойства. Необходимо также понимать, что при разработке САПР может быть создано несколько функционально-тематических ИБДР, предназначенных для формирования ЕИИП, связанных с различными аспектами проектирования и (или) функционирования объектов энергетики, например, этапами жизненного цикла.

Рассмотрим более детально содержательную часть многоместных термов (блоков атрибутов) зависимости (4.1).

$$A_{ID} = a(ID_X, ID_C, ID_S, ID_B, Symb), \quad (4.2)$$

где ID_X – индекс X_i элемента; ID_C – индекс его класса; ID_S – индекс УИС, к которой принадлежит X_i элемент; ID_B – индекс элемента, которому подчиняется X_i элемент; $Symb$ – краткое обозначение (идентификатор) X_i элемента.

$$A_{VIEW} = a(Font, C_T, C_B, Mask), \quad (4.3)$$

где $Font$ – тип шрифта и его свойства; C_T – цвет текста; C_B – цвет фона; $Mask$ – битовая маска свойств X_i элемента (разрешения на чтение, запись, редактирование, визуализацию и т. д.).

$$A_{NAME} = a(UA, RU, AN, DCH \dots), \quad (4.4)$$

где $UA, RU, AN, DCH \dots$ – название X_i элемента на украинском, русском, английском и других языках общения.

Блок атрибутов A_{INIT} , чаще всего используется для описания элементов ЕИИП класса «Параметр» и содержит следующую информацию:

$$A_{INIT} = a(Type, Min, Max, Cur, Unit), \quad (4.5)$$

где $Type$ – тип переменной параметра; Min, Max, Cur – левая и правая границы допустимой области изменения параметра, а также его текущее значение; $Unit$ – информация о группе физических единиц измерения параметра.

Атрибуты блока A_{SUB} содержат информацию, позволяющую объединять элементы X_i в УИС, и имеет следующий формат

$$A_{SUB} = a(ID_1, ID_2, \dots ID_n), \quad (4.6)$$

где $ID_1, ID_2, \dots ID_n$ – список индексов подчиненных элементов низлежащего иерархического уровня. С помощью данного блока можно формировать как древовидные, так и сетевые конфигурации УИС.

Формат блоков атрибут A_{LIB}, A_{LINK} и A_{DATA} аналогичен зависимости (4.6). Информация из A_{LIB} наиболее часто используется в элементах структуры «Объекты проектирования» для установления связей с выбранной моделью расчета – элементом структуры «Библиотека». Блок атрибутов A_{LINK} предназначен для хранения значений индексов параметров-клонов

из других УИС. По ним устанавливаются связи между параметрами различных моделей расчета объектов проектирования с аналогичными параметрами из общего информационного пространства проекта.

В блоке A_{DATA} находятся значения индексов элементов с информацией из УИС «Справочники» и «Атласы», что позволяет легко находить необходимую справочную информацию и атласные решения.

Данные из блока $A_{CONTROL}$ предназначены для организации динамических процессов управления состоянием подчиненных элементов из различных УИС, например, разрешать или запрещать редактирование определенных параметров, выделять текст и фон элементов различными цветами, делать активными или не активными кнопки и пункты меню, формировать сценарии вычислительных процессов и т. д.

$$A_{CONTROL} = a(ID_{X1}, ID_{X2}, \dots ID_{Xn}, A_{VIEW1}, A_{VIEW2}, \dots A_{VIEWn}), \quad (4.7)$$

где $ID_{X1}, ID_{X2}, \dots ID_{Xn}$ – список индексов подчиненных (управляемых) элементов; $A_{VIEW1}, A_{VIEW2}, \dots A_{VIEWn}$ – список блоков с атрибутами элементов в формате (4.3).

$A_{CONTROL}$ и A_{LIB} по существу являются квалификаторами, так как в процессе функционирования системы достаточно часто возникают ситуации, когда значения их атрибутов зависят от конкретного контекста, определяемого функциональной логикой системы.

Форма и содержание блока атрибутов A_{EXIMP} зависит от типа внешнего источника данных, но в любом случае здесь содержится информация, позволяющая однозначно связать параметры ЕИИП с данными внешнего источника данных.

Предложенная технология формирования подсистем САПР «Турбо-агрегат», основанная на использовании описывающих ее метаданных из ИБДР, позволяет легко организовать управление допусками пользователей к подсистемам и их компонентам. Информация о привилегиях различных групп пользователей заносится в УИС «Пользователи» через блок атрибутов $A_{CONTROL}$, а затем при авторизации пользователя она используется для определения его прав. Следует отметить, что пользователи из группы «Системный администратор» имеют право изменять как число блоков атрибутов (4.1), так и их содержание для различных классов элементов

ЕИИП, что существенно облегчает работу программистов, разрабатывающих САПР «Турбоагрегат». Отмеченная выше возможность, позволяет быстро и эффективно осуществлять формирование структурно-топологических конфигураций вновь добавляемых компонентов в интегрированное информационное пространство САПР, а также модифицировать существующие.

Таким образом, по своей сути, информация, находящаяся в атрибутах элементов ЕИИП, представляет собой метаданные, описывающие его структурно-топологическую конфигурацию и позволяющие представить САПР «Турбоагрегат» как единую информационно согласованную систему.

4.2. Программно-инструментальные средства инициализации, хранения и редактирования метаданных структурно-топологического описания единого интегрированного информационного пространства

Рассмотренные выше теоретические решения относительно формирования единого информационного пространства интегрированной САПР «Турбоагрегат» реализованы в программном комплексе «ТОР» (*TurboOptProject*), разработанном на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ».

Разработка программного комплекса «ТОР» базируется на технологиях «клиент-сервер». Клиентская часть в настоящее время реализована под ОС *Windows* на языке *C++*. Интерфейсы с базами данных строятся с помощью *ODBC (Open Data Connectivity)* (в настоящее время поддерживаются реляционные СУБД *MsAccess*, *MySQL* и *SQLite*). Информационное наполнение баз данных возможно как средствами клиентской части, так и специфическими, для используемой СУБД, приложениями.

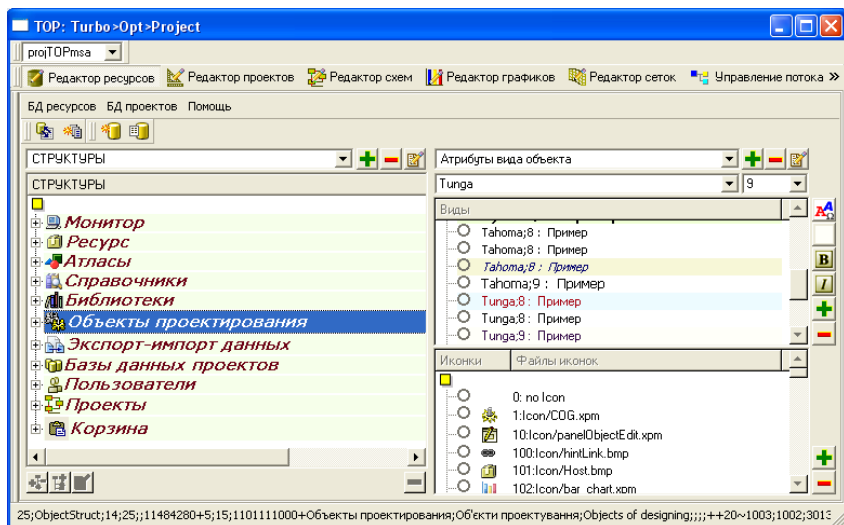
Интерфейсы векторной и растровой графики пользователя разрабатываются с использованием библиотек *Qt* и *OpenGL*. Размер основного клиентского загружаемого модуля на сегодняшний день составляет около 2 МБ. Суммарный объем разработанного программного обеспечения составляет более 70 МБ.

4.2.1. Универсальный редактор информационных базовых структур, моделей и компонент (ресурсов) единого интегрированного информационного пространства

С целью автоматизации операций по описанию единого интегрированного информационного пространства в программном комплексе «ТОР» был разработан специальный редактор ресурсов, обеспечивающий практическое воплощение теоретических основ, изложенных в подразделе 4.1.

Отмеченный редактор предназначен для инициализации, редактирования и сохранения метаданных структурно-топологического описания базовых структур, моделей и компонент единого интегрированного информационного пространства САПР «Турбоагрегат». В качестве примера на рис. 4.3 приведен один из видов данного редактора.

Рассмотрим основные функциональные возможности редактора. Левая часть редактора (рис. 4.3) предназначена для создания/удаления и отображения элементов ЕИИП САПР «Турбоагрегат», а также выбора (активации) одного из них с целью редактирования содержания атрибутов из любого множественного термина, хранящего, в соответствии с (4.1), информацию о его свойствах.



Р и с . 4 . 3 . Редактор ресурсов САПР «Турбоагрегат» в режиме формирования атрибутов визуализации элементов ЕИИП

Правая часть редактора предназначена для расширения списка многоместных термов и/или выбора одного из существующих для инициализации или редактирования его содержания. В частности, на рис. 4.3 представлен вид правой части редактора, предназначенный для формирования содержания многоместного термина, отвечающего за вид элемента ЕИИП на экране монитора. Здесь, как видно, можно назначить требуемый шрифт, его цвет и цвет фона, а также остальные свойства текстовой части названия элемента.

Кроме того, для усиления ассоциативного образа из окошка со списком «иконки» (нижняя часть правой стороны редактора), выбранному элементу ЕИИП можно назначить соответствующую «иконку». Кнопки, расположенные вертикально в крайней правой части редактора позволяют редактировать содержание окошка с видами представления текстовой информации и содержание окошка со списком «иконки».

Кнопки в нижней левой части редактора предназначены для добавления, удаления и редактирования требуемого элемента ЕИИП. В зависимости от класса создаваемого элемента, открывается соответствующая форма с необходимыми полями для внесения нужной информации.

Ниже, в качестве примера, на рис. 4.4 приведен скриншот диалоговой формы, предназначенной для создания/редактирования элементов ЕИИП класса «Параметр». Здесь, как видно, требуется ввести данные по типу переменной, число значащих символов и количество символов после запятой, допустимые значения, которые может принимать данный параметр, а также указать физическую группу переменной.

Необходимо понимать, что для каждого класса элементов ЕИИП существует своя форма заполнения данных при создании и редактировании этих элементов.

Следует также отметить, что в зависимости от выбранного многоместного термина из верхнего раскрывающегося списка правой части редактора вид и содержание формы редактора изменяются. Виды основных форм редактора здесь не приводятся.

Из приведенного выше краткого описания редактора ресурсов ЕИИП видно, что редактор универсален и предназначен для описания информационных структур любых топологий инвариантной и предметной частей информационного пространства. Ниже будут кратко рассмотрены некоторые особенности созданных с его помощью информационных структур, моделей, подструктур и компонент ЕИИП.

высота сопла по входной кромке

Атрибуты

Класс элемента: Параметр

Обозначение: IP0

Переменная

Тип: Double

Длина: 12

Decimal: 7

Минимальное значение: 0.005

Инициализация: 0.02

Максимальное значение: 1.6

Физическая группа: Длина

Имя элемента

Имя	Язык
1 высота сопла по входной кромке	Русский
2 висота сопла по входній кромці	Украинский
3 nozzle height at the leading edge	Английский
4	Немецкий
5	Польский

Маска состояния элемента

Виден Активен Нажат Копи Клон

Удалять Вставить Читать Писать Reserve

OK

Р и с . 4 . 4 . Форма заполнения данных при создании и редактировании элемента ЕИИП САПР «Турбоагрегат» класса «Параметр»

4.2.2. Информационные подструктуры, модели и компоненты базовых структур единого интегрированного информационного пространства

Список базовых УИС ЕИИП САПР «Турбоагрегат» приведен в подразделе 4.1 и показан на рис. 4.3.

В первую очередь, при формировании ЕИИП была создана УИС «Монитор», предназначенная для хранения информации о структурной топологии основных диалоговых интерфейсов программного комплекса «ТОР». Здесь описаны все линейки кнопок (тулбары) и пунктов меню, различные надписи на формах интерфейсов и др. Некоторые виды иерархической топологии информационных моделей данной структуры представлены на рис. 4.5.

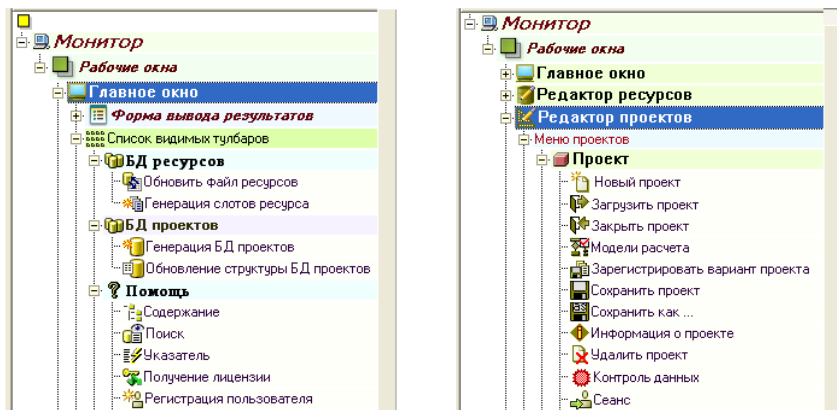


Рис. 4.5. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Монитор» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

Ниже, в качестве примера, приведена текстовая строка с полным содержанием записи в ИБДР, соответствующей элементу «Контуры изображения», принадлежащего элементу «Турбина без отбора».

```

«<2850;ax_turb_shp;5;26;2849;> <0;0000000000> <Контуры изобра-
жения;Контуры зображення;Image contours;» <0!#c61343
;#ffc6d5;3;!532;542!Цвет изображения, цвет и толщина линий;Колір
зображення, колір та товщина ліній;Image color, color and width of
lines; ~1!-0.1500;0.0250;0.0000;0.0000;0.0000;0.0000; !532;542!X Y Z
1-й контур;X Y Z 1-й контур;X Y Z 1-st contour;~2!0.0000;0.0000;
0.0000;-0.1500;-0.0250;0.0000;!532;542!X Y Z 2-й контур;X Y Z 2-й
контур;X Y Z 2-nd contour;~3!0.3500;-0.3500;0.0000;-0.3500;-
0.1500;0.0000;-0.3500;0.1500;0.0000;0.3500; 0.3500;0.0000;0.3500;-
0.3500;0.0000; !532;542!X Y Z 3-й контур;X Y Z 3-й контур;X Y Z 3-
rd contour;~4!0.3500;0.5000;0.0000;
0.3500;0.3500;0.0000;!532;542!X Y Z 4-й контур;X Y Z 4-й контур;X
Y Z 4-th contour;~5!-0.3500;-0.3500; 0.0000;-0.3500;-
0.1500;0.0000;!532;542!X Y Z 5-й контур;X Y Z 5-й контур;X Y Z 5-
th contour;~6!0.5000;0.0000;0.0000;-0.5000;0.0000;
0.0000;!532;542!X Y Z 6-й контур;X Y Z 6-й контур;X Y Z 6-th
contour;~7!-0.1500;-0.0250;0.0000;-0.1500;0.0250;0.0000;
!532;542!X Y Z 7-й контур;X Y Z 7-й контур;X Y Z 7-th
contour;~+2849; > <>».

```

Несмотря на кажущуюся «бессистемность» представленной в строке (4.9) информации, тем не менее, она строго структурирована и легко читается и разбирается специально разработанным парсером, который является частью инвариантной подсистемы САПР «Турбоагрегат». Использование данного парсера позволяет представить данные из строки (4.9) в структурированном виде, приведенном в правой части рис. 4.6.

В соответствии с (1.1) и по аналогии с (4.8) из (4.9) видно, что записи в базе данных (БД) с индексом «2850», соответствующей элементу «Контуры изображения», присвоен класс «5» – «Блок данных», который, как отмечалось ранее, предназначен для хранения текстовой и числовой информации.

Базовая структура «Справочники» предназначена для хранения информации справочного назначения. Подчиненными этой структуры являются подструктуры «Справочник единиц измерения», «Системы измерения», «Справочник материалов» и др. На рис. 4.7 приведен фрагмент спра-

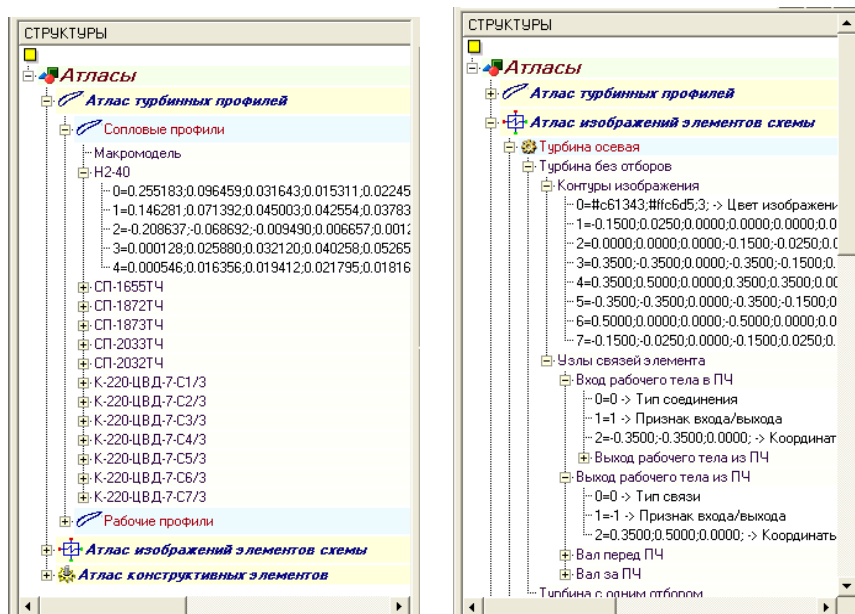


Рис. 4.6. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Атласы» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

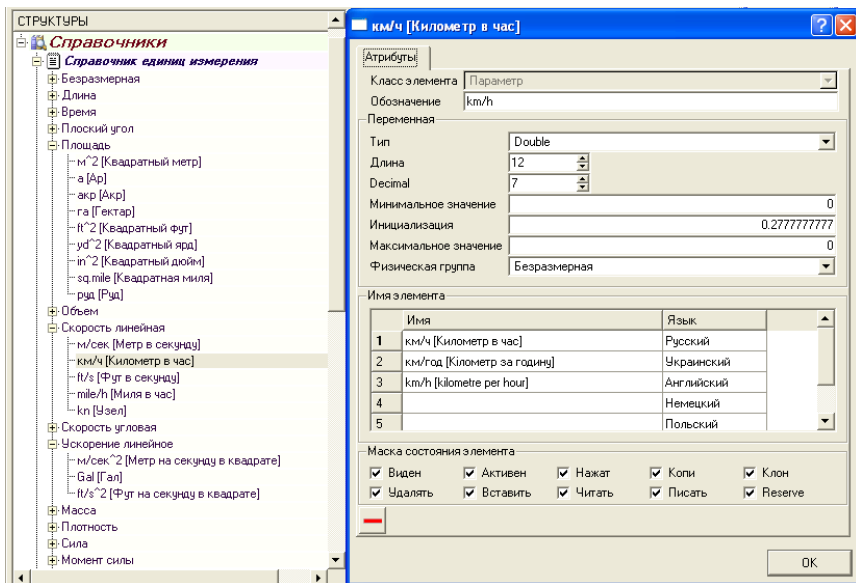


Рис. 4.7. Содержание элементов базовой структуры «Справочники» ИИП САПР «Турбоагрегат» и форма создания элементов «Единицы измерения»

вочной подструктуры «Справочник единиц измерения» и диалоговый интерфейс, с помощью которого заполнялась информация по каждой единице измерения.

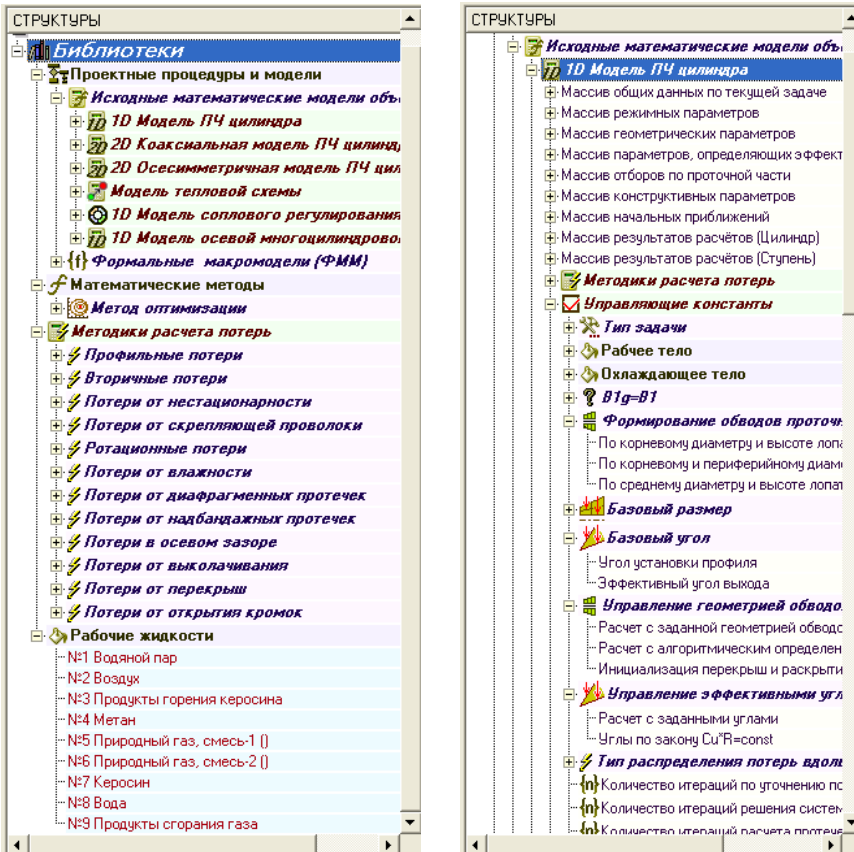
Основные информационные компоненты базовой структуры «Библиотеки» включают в себя список математических моделей объектов проектирования САПР «Турбоагрегат» (рис. 4.8, а), а также описание некоторых массивов и их элементов, являющихся переменными в этих моделях, приведены на рис. 4.8, б и 4.9.

Следует отметить, что такое представление информационных компонент математических моделей объектов проектирования выполняет в САПР «Турбоагрегат» двоякую роль.

С одной стороны, это спецификация используемых параметров, массивов и их элементов, которая является весьма полезным справочным материалом для разработчиков ПО. С другой стороны, как будет показано ниже, это одна из основных составляющих, обеспечивающая возможность

однозначного связывания переменных алгоритмической части математических моделей с параметрами предметной части ЕИИП проекта.

Создание структурно-топологических информационных моделей (СТИМ) СТОЭ относится к числу важнейших задач, которые потребовалось решить при формировании ЕИИП САПР «Турбоагрегат».



а

б

Рис. 4.8. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Библиотеки» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»:

- а – список математических моделей объектов проектирования;
- б – описание некоторых массивов и их элементов

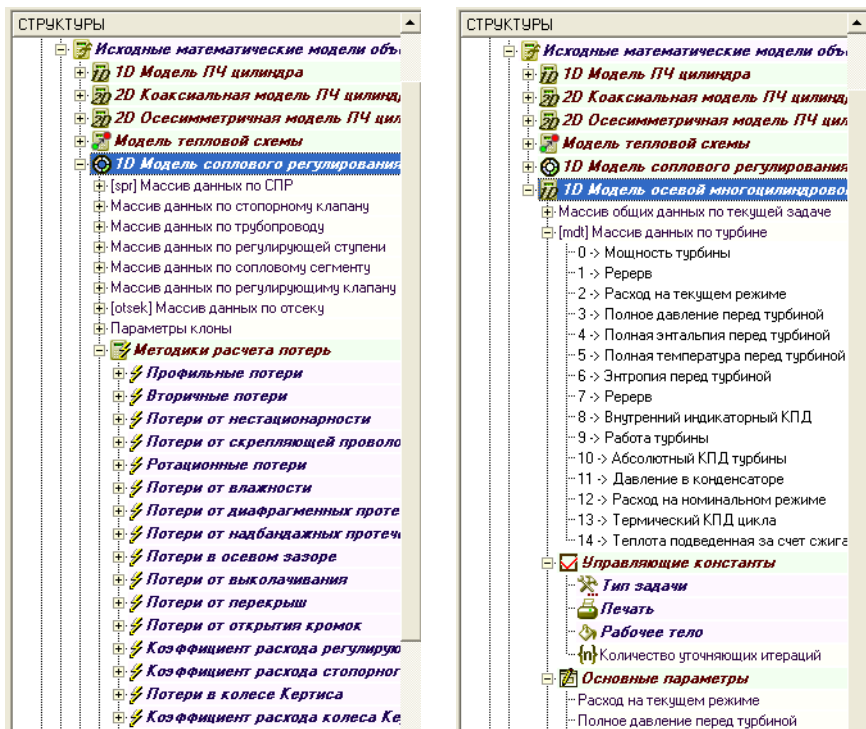


Рис. 4.9. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Библиотеки» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

Учитывая тот факт, что метаданные о структурно-топологических и разного рода функционально-параметрических связях информационной модели СТОЭ хранятся в реляционной базе данных [4], а ее представление в редакторе ресурсов и проектах реализуется в виде иерархически организованных множеств различного рода информации, для их хранения использовался, как и для всех элементов ЕИИП, описанный в подразделе 4.1, универсальный метод, основанный на формате и свойствах многоместных термов.

В качестве примера некоторые информационные модели базовой структуры «Объекты проектирования» САПР «Турбоагрегат» приведены на рис. 4.10, 4.11. Ниже показана часть строки, содержащая некоторые све-

дения о записи «Цилиндр», являющейся частью информационной модели «Турбина осевая» (рис. 4.10, б)

$$\begin{aligned}
 &\langle\langle 1002; \text{CylinderAxial_n}; 3; 25; 1004 \rangle \langle 17; 87; 1111100000 \rangle \\
 &\quad \langle \text{Цилиндр}; \text{Циліндр}; \text{CylinderAxial}; \rangle \\
 &\langle 25; 1004 \sim 1050; 1003; 2842; 2843; 2844; 2845; 2985 \rangle \langle 2572 \rangle \\
 &\quad \langle 2551 / \text{CCylinder} / \text{m_pCylinders} \rangle \langle 848; 849; 3773 \rangle \rangle,
 \end{aligned}
 \tag{4.10}$$

где «1002» – индекс записи в БД, соответствующий информации о «Цилиндре»; «25;1004» – индексы информационных структур, в которые входит запись «Цилиндр». В данном случае «25» это индекс записи, соответствующей базовой структуре «Объекты проектирования» (рис. 4.10, а), а «1004» индекс, соответствующий записи информационной модели «Тур-

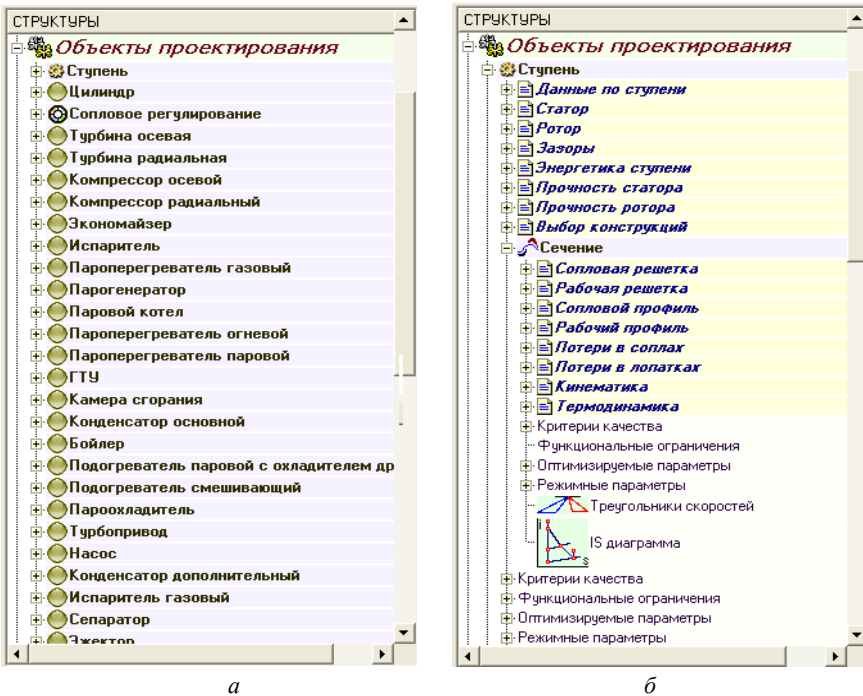


Рис. 4.10. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Объекты проектирования» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

бина осевая» (рис. 4.11, б); «1050;1003;2842;2843;2844;2845;2985» – индексы подчиненных записей в БД (рис. 4.11, б), соответственно, для «Данные по цилиндру»; «Степень»; «Критерии качества»; «Функциональные ограничения»; «Оптимизируемые параметры»; «Режимные параметры»; «Тип конструкции». Аналогично, узлы информации, подчиненные записи «Цилиндр», с перечисленными выше индексами, имеют свою структурно-топологическую иерархию и свое содержание соответствующих им записей в БД; «848;849;3773» – индексы математических моделей «1D Модель ПЧ цилиндра», «2D Коаксиальная модель ПЧ цилиндра» и «2D Осесимметричная модель ПЧ цилиндра» (рис. 4.8, а). Они относятся к структуре «Библиотеки моделей расчета» и не визуализируются в структуре «Объекты проектирования».

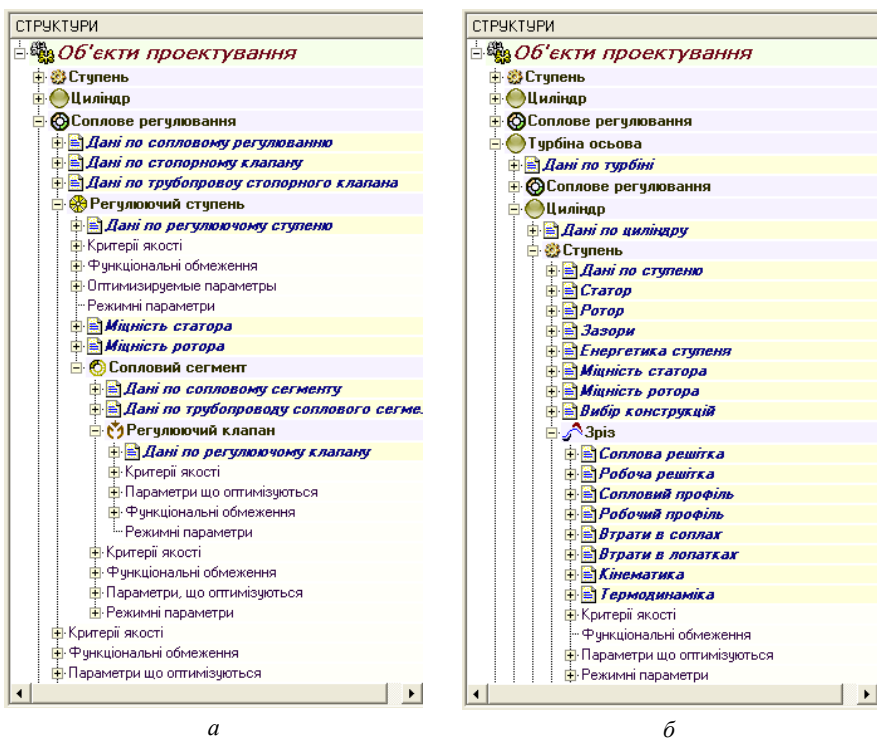


Рис. 4.11. Содержание некоторых элементов базовой структуры «Объекты проектирования» ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

Как видно из строки (4.12), последовательность включения в список индексов подчиненных узлов не имеет значения, что упрощает обработку этой информации и расширяет возможности модификации и совершенствования разрабатываемых информационных моделей, как ПЧ цилиндра осевой турбины, так и других объектов САПР «Турбоагрегат».

Специально созданные методы и алгоритмы, использующиеся в редакторе ресурсов, позволяют формировать информационные модели различных СТОЭ, в том числе и ПЧ ступени осевой турбины, цилиндра, системы соплового парораспределения, многоцилиндровой осевой турбины.

Данный редактор также позволяет осуществлять модификацию их структурной топологии, выполнять различные настройки, устанавливать функционально-параметрические связи со справочниками и атласами и другие операции по совершенствованию информационных моделей СТО.

Примечательно, что все отмеченные операции совершенно не требуют изменения кода той части ПО, которая использует информационную модель СТО как шаблон с метаданными при развертывании проекта в оперативной памяти компьютера.

Любое изменение информационной модели, выполненное через редактор ресурсов, автоматически включается, как в ранее созданные проекты СТОЭ, так и во вновь создаваемые.

Установление функционально-параметрических связей между параметрами информационной модели ПЧ цилиндра и соответствующими параметрами из массивов данных моделей расчета является достаточно простой операцией: необходимо поставить отметку в окошке «*Check Box*», связанном с требуемым элементом массива и информация об отмеченной связи будет занесена в строку данных выбранного параметра.

Иерархическая топология СТИМ ПЧ построена таким образом, что «вся» информация о ПЧ структурирована в соответствии с используемыми классами элементов информационной модели. К числу основных классов относятся:

- базовая структура;
- объект проектирования;
- таблица;
- вектор;
- параметр.

Элементы класса «Базовая структура» предназначены для создания корня наиболее общих структур метаданных для описания ЕИИП. Элементы класса «Объект проектирования» используются для формирования скелета структурной топологии СТИМ СТОЭ. Одно из основных качеств элементов данного класса заключается в наличии у них свойства мультипликативности. Имеется в виду, что элементы этого класса в проекте могут размножаться вместе со всей подчиненной им информацией. В СТИМ ПЧ к числу таких элементов относятся «Турбина осевая», «Цилиндр», «Ступень» и «Сечение». Таким образом, подразумевается, что в проекте может быть несколько турбин, каждая из которых может состоять из нескольких ступеней, которые, в свою очередь, могут иметь по несколько сечений вдоль радиуса.

Элементы класса «Таблица» предназначены для тематической группировки параметров, описывающих различные СТОЭ, в том числе и ПЧ осевой турбины. Класс «Вектор» предназначен для создания различного назначения динамических списков параметров. Класс «Параметр» используется непосредственно для описания свойств параметров, характеризующих СТОЭ. Кроме того, в описании элементов класса «Объект проектирования» предусмотрены многоместные термы, хранящие информацию о связях с моделями расчета, с атласами конструкций и образов этих СТОЭ в схемах и т. д.

Таким образом, применение редактора ресурсов с перечисленным набором конструкторов позволяет не только формировать СТИМ СТОЭ, но и, в случае необходимости, редактировать ее и совершенствовать. Например, в структуру СТИМ ПЧ осевой турбины (рис. 4.10, 4.11) специально были введены информационные группы: «Критерии качества», «Функциональные ограничения», «Оптимизируемые параметры» и «Режимные параметры». Данные группы представляют собой динамические векторы ссылок на соответствующие параметры ПЧ и предназначены для представления необходимой информации в мониторе формирования вычислительных сценариев для задач оптимального проектирования ПЧ. Следует отметить, что приведенный выше перечень информационных групп применяется для всех СТОЭ, которые требуют оптимизации в рамках ЕИИП САПР «Турбоагрегат». Естественно, с помощью редактора

ресурсов набор компонент этих векторов можно легко изменить, что существенно образом расширяет возможности проектировщиков и классы решаемых оптимизационных задач.

4.3. Информационное пространство проекта. Методы, средства и алгоритмы формирования, навигации и управления

К числу важнейших задач, помимо создания СТИМ СТОЭ (подраздел 4.2), в первую очередь следует отнести:

- Разработку средств формирования и управления информационным пространством проекта на базе метаданных единого динамического шаблона СТИМ СТОЭ.

- Разработку и реализацию метода, обеспечивающего работу алгоритмической части мультидисциплинарных моделей расчета СТОЭ, непосредственно с данными из проекта с иерархической формой их представления и визуализации.

Наличие ИБДР с универсальной структурой данных (4.1) обо всех УИС ЕИИП и их элементах позволяет создавать достаточно эффективные алгоритмы управления информационными потоками в процессах согласования и управления. Указанные алгоритмы основаны на зависимостях, реализованных с использованием тематической коллекции, специальным образом сформированных, динамических словарей (ДС) ссылок (указателей) из одного элемента на другой. По форме ДС являются экземплярами классов *QIntDict*, *QPtrDict*, *QPtrList* и др. библиотеки *QT-mt331*. Благодаря высокоэффективным алгоритмам поиска указанных классов ДС, мы получаем возможность надежной и быстрой идентификации любого элемента ЕИИП в оперативной памяти компьютера.

Последовательность формирования коллекции ДС, обеспечивающих функционирование всех подсистем и компонентов, как единой управляемой и согласованной системы, заключается в следующем.

В первую очередь, при запуске программы «ТОР» пользователю предоставляется возможность выбрать, из соответствующих списков, язык

общения (украинский, русский, английский и др.) и текущую ИБДР. Затем в общедоступной для всех подсистем САПР области оперативной памяти компьютера создается «копия» выбранной ИБДР в виде ДС ресурсов. При его заполнении в качестве «ключа» используется индекс элемента ЕИИП из ИБДР, а содержимым является адрес структуры данных, содержащих значения его атрибутов в соответствии с (4.1).

На следующем этапе формируются интерфейсные части подсистем и всей системы в целом. Для этого осуществляется рекурсивный обход ДС ресурсов, начиная с УИС «Монитор», используя на каждом уровне рекурсии информацию об индексах подчиненных элементов из A_{SUB} текущего элемента. В процессе рекурсии создаются соответствующие окна, меню, кнопки и т. д., а их физические адреса заносятся в соответствующие ДС класса *QintDict*, аналогично ДС ресурсов. Созданные интерфейсы подсистем («Редактор ресурсов», Редактор проектов», «Редактор задач», и др.) определяют формы всех взаимодействий с ними и все потоки данных через их границы, но не регламентируют представление их внутренних информационных пространств, а также требований к их программированию.

Взаимодействие подсистем друг с другом реализовано по модели клиент-сервер. Поэтому каждая подсистема может разрабатываться независимо от остальных подсистем, но при этом для всех подсистем является обязательной процедура внесения в ИБДР данных по УИС, соответствующих этим подсистемам. При выполнении этой операции в ИБДР вносится информация обо всех меню, кнопках и других объектах их интерфейсов, а также о настройках топологических связей с необходимыми элементами различных УИС.

Аналогичным образом формируются ДС элементов из УИС «Библиотеки», «Справочники», «Атласы». Сформированные ДС хранят физические адреса функций, математических методов, мультидисциплинарных моделей расчета объектов проектирования, справочных блоков данных, данных об атласных решениях и др.

Информация в УИС «Сценарии» определяет последовательность событий, которые могут быть в вычислительном процессе, предназначенном для решения конкретной постановки задачи оптимального проектирования. Сценарии вычислительных процессов могут иметь разные степени влияния

на параметры элементов УИС «Объекты проектирования». Они могут включать все объекты проектирования (осевая турбина, осевой компрессор, камера сгорания, теплообменник и т. д.) в вычислительный процесс, причем в нескольких экземплярах, либо их часть. Каждый объект проектирования, включенный в сценарий вычислительного процесса в своем блоке атрибутов A_{LIB} , содержит индексы элементов из УИС «Библиотеки», соответствующие текущим (выбранным) моделям расчета и методам вычислительной математики, с помощью которых, обратившись к соответствующим ДС, мы получаем доступ к выбранным инструментам решения поставленной задачи. Сценарии позволяют описывать как древовидные, так и сетевые варианты вычислительных процессов.

Следует отметить, что все элементы, которые создаются в оперативной памяти компьютера «знают» свой индекс в ДС ресурсов, что позволяет при их активизации, однозначно определять свойства, роли и другие сущности, указанные в их атрибутах. Кроме того, любая информация, внесенная в ИБДР через редактор ресурсов, автоматически становится доступной всем подсистемам САПР. Схема информационных потоков, обеспечивающих согласованную работу всех подсистем и их компонентов в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» приведена на рис. 4.12.

Благодаря коллекции ДС реализован двухмодельный вариант управления процессами проектирования и состоянием элементов ЕИИП – процедурное управление и управление с помощью сценариев.

Безусловно, к числу наиболее важных средств формирования и управления информационным пространством проекта СТОЭ следует отнести механизмы навигации по информационному пространству проекта и выполнение различного рода групповых операций, как с объектами проекта, так и с параметрами их описывающими.

Учитывая, что СТИМ СТОЭ представляет собой иерархически организованные блоки информации, отмеченные выше две задачи, представляют в некотором смысле и самостоятельный интерес.

Созвучная проблема, заключающаяся в построении механизма однозначного связывания иерархического представления информации с ее реляционным представлением в СУБД, в настоящее время, помимо рекомендаций [70], имеет достаточно много решений, например [71, 72]. К сожалению

нию, идеи, реализованные в отмеченных работах, не пригодны для прямого использования с целью организации эффективной навигации по ЕИИП проекта, а также выполнения необходимых групповых операций.

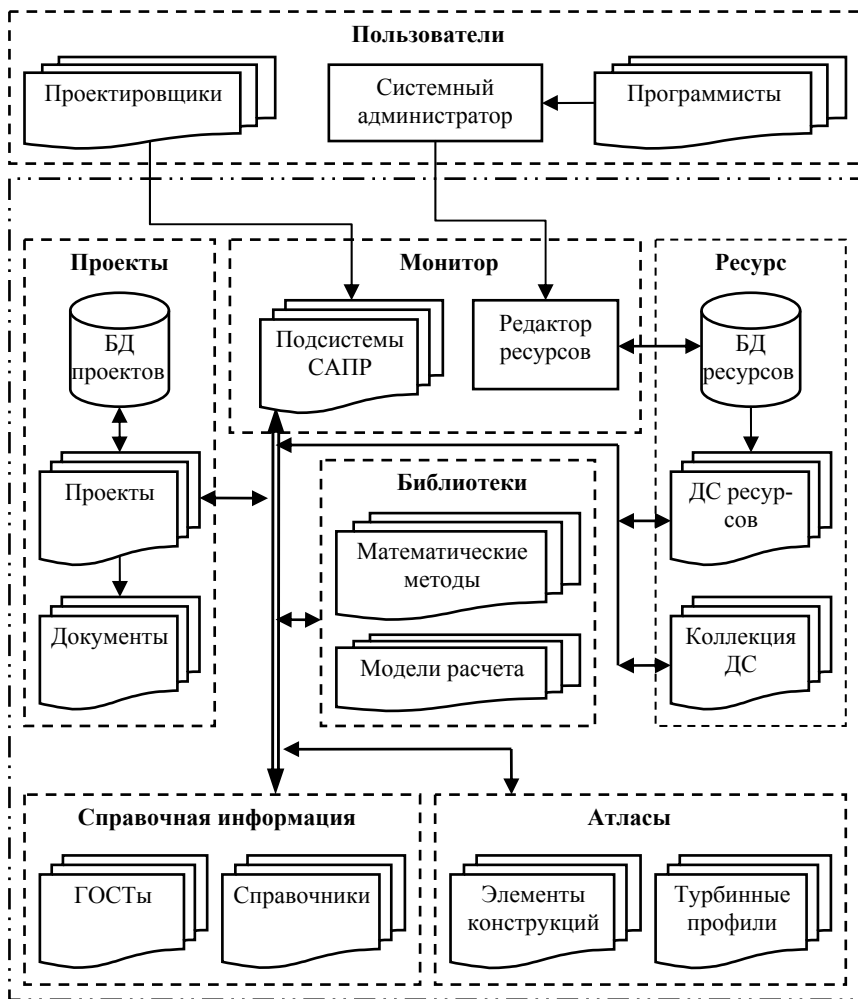


Рис. 4.12. Схема информационных потоков в ЕИИП САПР «Турбоагрегат»

В то же время использование возможностей реляционных СУБД для решения отмеченных выше задач представляется весьма перспективным. С точки зрения скорости выполнения различных операций навигации и выборки, наиболее предпочтительным является использование сервера *SQLite*. Особенность этого сервера заключается в том, что он способен поддерживать операции создания *SQL* таблиц в оперативной памяти компьютера, а не только на жестком диске, как это предусмотрено в большинстве общеизвестных и доступных серверов. Работа с *SQL* таблицами, размещенными в оперативной памяти компьютера, требует существенно меньше временных ресурсов при выполнении различного рода операций.

При разработке механизма навигации по СТИМ СТОЭ проекта был использован прием индексации его информационного пространства. Для этих целей все пространство было разделено на два множества в соответствии с классами элементов: «Объекты проектирования» и «Параметры». Для каждого множества в оперативной памяти компьютера созданы с помощью СУБД *SQLite* соответствующие индексные *SQL* таблицы. Структура этих таблиц сформирована таким образом, что позволяет с помощью простых и лаконичных *SQL* запросов перемещаться по информационному пространству проекта, а также осуществлять различные групповые выборки, как объектов проектирования, так и их параметров. Основные поля этих таблиц предусмотрены для хранения следующей информации:

- текущего уникального индекса записи в таблице об элементе информационного пространства проекта;
- уникального индекса элемента в БД ресурсов;
- номера элемента в проекте (для объекта проектирования).

Кроме того, в таблицах предусмотрены поля под аналогичную информацию для элемента информационного пространства, расположенного на один иерархический уровень выше («отца») индексируемого текущего элемента.

Заполнение этих таблиц осуществляется параллельно с загрузкой данных по конкретному проекту. **Наиболее важной особенностью индексирования информационного пространства проекта** посредством занесения информации об элементах этого пространства в отмеченные *SQL* таблицы, является тот факт, что в качестве текущего уникального индекса элемента и его «отца» выступают преобразованные к типу «*unsigned*»

(целое без знака число в языке программирования C++) значения физических адресов соответствующих элементов в оперативной памяти компьютера. Такой прием позволяет после выполнения необходимого *SQL* запроса, простым преобразованием значения уникального индекса элемента из типа «*unsigned*» в формат физических адресов оперативной памяти компьютера, получить непосредственно прямой доступ к требуемому элементу информационного пространства проекта. Использование СУБД *SQLite*, а также описанного выше способа индексации в комплексе, представляют собой универсальный высокоэффективный механизм навигации по иерархически организованному информационному пространству проекта.

Для обеспечения работы алгоритмической части мультидисциплинарных моделей расчета СТОЭ, непосредственно с данными из информационного пространства проекта с иерархической формой их представления и визуализации, был разработан специальный инвариантный метод. Данный метод основывается на замене в моделях расчета СТОЭ массивов данных на соответствующие им массивы указателей (адресов). Такой подход позволяет вместо заполнения массивов конкретными величинами, присвоить элементам массивов значения адресов соответствующих параметров из иерархической структуры данных информационного пространства каждого конкретного проекта, связав, тем самым, алгоритмические части моделей расчета объектов проектирования с данными их информационных моделей в проекте. Указанная операция осуществляется один раз при инициализации моделей расчета СТОЭ. Для этой цели используется информация из соответствующего термина каждого конкретного параметра аналогично (4.2).

Следует отметить, что для хранения информации по каждому параметру СТОЭ с учетом их высокой вариантности («как задумано», «как спроектировано», «как изготовлено», «как существует при эксплуатации» и т. п.), в объект класса, отвечающего за их визуализацию, была введена специальная строчная переменная. В указанной переменной может располагаться практически любое по размеру множество значений каждого параметра, тем самым, обеспечивая в полной мере возможность хранения информации о СТОЭ, в том числе и ПЧ осевой турбины на протяжении всего ее жизненного цикла. Устанавливая указатель на тот или иной элемент из множества значений для каждого из параметров СТИМ СТОЭ, мы получаем интересующий нас вариант информации о СТОЭ любого этапа жизненного цикла.

Глава 5

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН, РАБОТАЮЩИХ НА НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

В данной главе в качестве примера практического применения разработанного комплекса рекурсивной объектно-ориентированной, многопараметрической, многокритериальной оптимизации приведены результаты исследований, связанных с оптимизацией параметров проточной части ЦВД турбин К-220-44-2М, К-330-23,5 и К-540-23,5, работающих на номинальном режиме.

Весь комплекс расчетных исследований был проведен с использованием разработанных и усовершенствованных математических моделей проточной части осевых турбин, изложенных в главе 1. При анализе существующей конструкции, а также при решении оптимизационной задачи использовались методики оценки потерь энергии, указанные в этой же главе. Для влажнопаровой турбины для оценки потерь от влажности пара используется методика GE , для определения количества удаляемой влаги в результате сепарации – алгоритмы, изложенные в книге Г. А. Филиппова, О. А. Поварова и В. В. Пряхина [73]. Кроме того, в исследованиях использовались варианты математических моделей ПЧ «с заданными профилями», что позволило более точно определить геометрические характеристики решеток, в частности, геометрические углы входа рабочих и сопловых решеток, изменяющиеся с изменением углов установки профилей. Последние оказывают существенное влияние на величину дополнительных потерь, связанных с ударным натеканием потока рабочей жидкости.

5.1. Оптимизация параметров цилиндра высокого давления турбины К-220-44-2М для АЭС

Особенности исходного варианта ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М:

- значительный уровень углов атаки в «животик» профилей РК $i_p = (10-15)^\circ$;

- нерациональное распределение располагаемого теплоперепада цилиндра между его ступенями.

Параметры оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М (33 параметра):

1-й уровень (цилиндр) – оптимизируется 19 параметров:

- корневой диаметр и высота сопловой лопатки первой ступени цилиндра;

- меридиональное раскрытие каналов сопловых и рабочих решеток;

- эффективные углы выхода сопловых и рабочих решеток всех ступеней.

2-й уровень (ступень) – оптимизируется 14 параметров:

- числа лопаток сопловых решеток всех ступеней;

- числа лопаток рабочих решеток всех ступеней.

Критерии качества, которые применены при оптимизации:

- векторный критерий качества, включающий нормированные значения диаграммного КПД цилиндра (η_d) и его мощность ($N_{\text{цил}}$) с равными весовыми коэффициентами.

Результаты оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М приведены на рис. 5.1 и в табл. 5.1.

Улучшение показателей качества оптимальной ПЧ получено за счет:

- рационального распределения располагаемого теплоперепада цилиндра между его ступенями;

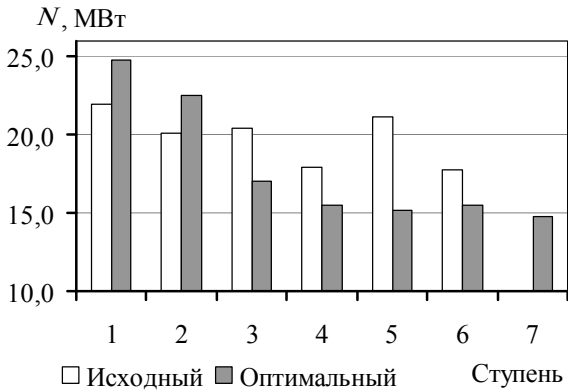
- несколько уменьшенной осевой составной скоростей и обеспечения более близкого к осевому выходу рабочего тела из ступеней, что привело к снижению потери с выходной скоростью;

- уменьшения углов атаки, которое обеспечило повышение эффективности сопловых и рабочих решеток;

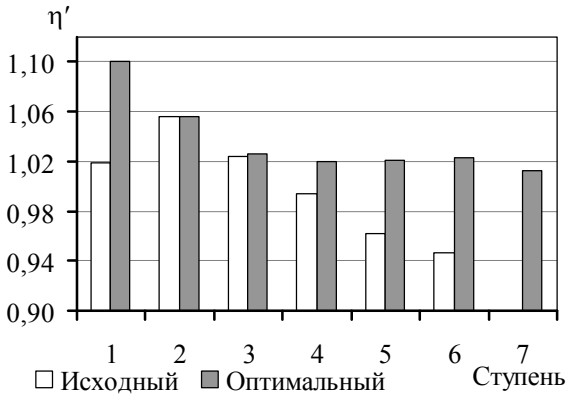
- увеличения среднего диаметра ступеней, которое привело к получению оптимальных значений отношения скоростей (u/C_0);

- более высокие лопатки разрешили снизить часть конечных потерь.

Оптимальные значения относительных шагов сопловых и рабочих решеток привели к повышению их эффективности.



a



б

Р и с . 5 . 1 . Сравнение мощности (*a*) и КПД (*б*) ступеней исходного и оптимального вариантов ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М:

η' – отношение КПД ступеней к диаграммному КПД цилиндра исходного варианта

Интегральные показатели исходного и оптимального вариантов ПЧ

Вариант ПЧ ЦВД	η_d	η_N	N_t , МВт	$\Delta\eta_N$, %	ΔN_t , кВт
1 Существующий, 6 ст.	0,7836	0,7690	119,425	0	0
2 Оптимальный, 7 ст.	0,8096	0,8011	125,375	3,21	5949,45
3 Окончательный, 7 ст.	0,8063	0,7961	124,824	2,71	5399,06

где η_d – диаграммный КПД ПЧ; η_N – мощностной КПД ПЧ; $\Delta\eta_N$ – прирост КПД оптимальной ПЧ; N_t – мощность турбины; ΔN_t – прирост мощности оптимального варианта ПЧ. Окончательный вариант получен путем оптимизации с учетом технологических ограничений на изготовление деталей проточной части. Этим и объясняется некоторое понижение КПД и мощности цилиндра по сравнению с оптимальным вариантом без ограничений.

Получен оптимальный вариант ПЧ ЦВД турбины К-220-44-2М, характеризующийся высокими показателями аэродинамического совершенства, обеспечивший повышение мощности на 5,4 МВт, мощностного КПД на 2,71 % и диаграммного КПД на 2,27 % по сравнению с исходным вариантом ПЧ.

5.2. Оптимизация параметров ПЧ цилиндра высокого давления турбины К-330-23,5

Особенности исходного варианта ПЧ ЦВД турбины К-330-23,5:

- высокая загрузка ступеней..... $u/C_0 = 0,46-0,49$;
- значительный уровень углов атаки

в «животик» профилей РК $i_p = (12-16)^\circ$;

- завышенные значения t/b рабочих решеток..... $t/b = 0,837-0,895$;
- недостаточная эффективность рабочих

решеток..... $\psi^2 = 0,7942-0,8506$;

- высокий уровень корневой реактивности $\rho_k = 0,1-0,11$;
- повышенные прикорневые протечки ступеней $\Delta G_k = 12,3-3,8$ кг/с.

Параметры оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-330-23,5 (55 параметров):

1-й уровень (цилиндр) – оптимизируется 44 параметра:

- корневой диаметр и высота сопловой лопатки первой ступени цилиндра;
- меридиональное раскрытие каналов сопловых и рабочих решеток;
- эффективные углы выхода сопловых и рабочих решеток всех ступеней.

2-й уровень (ступень) – оптимизируется 11 параметров:

- числа лопаток рабочих решеток всех ступеней.

Критерии качества, применяемые при оптимизации:

- векторный критерий качества, включающий нормированные значения диаграммного КПД цилиндра (η_d) и его мощность ($N_{\text{цил}}$) с равными весовыми коэффициентами.

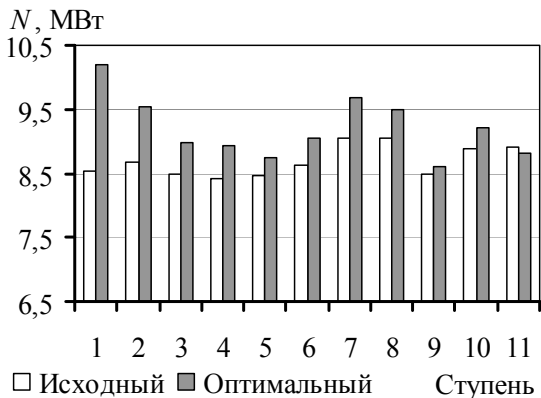
Результаты оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-330-23,5 приведены на рис. 5.2 и в табл. 5.2.

Улучшение показателей качества оптимальной ПЧ получено за счет:

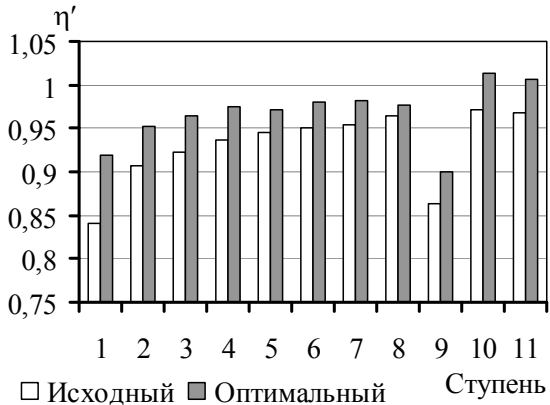
- рационального распределения располагаемого теплоперепада цилиндра между его ступенями;
- применения оптимальной меридиональной формы обводов ПЧ с несколько уменьшенными высотами лопаток;
- увеличения значений эффективных углов выхода из сопловых решеток, обеспечивающих уменьшение углов атаки на рабочие решетки;
- повышения эффективности рабочих решеток за счет оптимального выбора углов установки и чисел лопаток, что обеспечило существенное снижение потерь от удара;
- снижения уровня реактивности ступеней и, как следствие, уменьшения потерь от прикорневых и радиальных протечек.

Таким образом, использование разработанной методики многопараметрической и многокритериальной оптимизации обеспечило решение поставленной задачи: получен оптимальный вариант ПЧ ЦВД турбины К-330-23,5, характеризующийся высокими показателями аэродинамическо-

го совершенства, обеспечивший повышение мощности на 6,2 МВт, мощностного КПД на 5,76 % и диаграммного КПД на 3,94 % по сравнению с исходным вариантом ПЧ.



a



б

Рис. 5.2. Сравнение мощности (*a*) и КПД (*б*) ступеней исходного и оптимального вариантов ПЧ ЦВД турбины К-330-23,5:

η' – отношение КПД ступеней к диаграммному КПД цилиндра исходного варианта

Интегральные показатели исходного и оптимального вариантов ПЧ

Наименование параметра	Исходный вариант	Без подрезки выходных кромок лопаток РК	С подрезкой выходных кромок лопаток РК
Диagramмный КПД цилиндра	0,8595	0,8989	0,8971
Внутренний КПД цилиндра	0,8119	0,8656	0,8612
Мощность цилиндра, МВт	95,573	101,773	101,2490

5.3. Оптимизация параметров ПЧ цилиндра высокого давления турбины К-540-23,5

Особенности исходного варианта ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5:

- ПЧ 9-ступенчатого ЦВД турбины К-540-23,5 имеет очень высокие интегральные показатели качества: мощность цилиндра составляет 146,672 МВт, а КПД равен 84,09 %. Отмеченные показатели достигнуты благодаря высокому уровню аэродинамического совершенства проточной части цилиндра:

- числа лопаток сопловых и рабочих решеток близки к оптимальным значениям;

- углы удара натекающего потока на сопловые и рабочие решетки достаточно близки к минимальным возможным значениям с учетом используемых профилей и технологии производства лопаток;

- корневые степени реактивности обеспечивают довольно низкие уровни прикорневых протечек;

- использование высокоэффективных надбандажных уплотнений позволило значительно уменьшить радиальные протечки.

Вместе с тем, в конструкции ПЧ не совсем рационально распределен располагаемый теплоперепад цилиндра между его ступенями и несколько завышен уровень прикорневых протечек 1-й ступени, что не позволяет в полной мере использовать потенциал ПЧ.

Параметры оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5 (55 параметров):

1-й уровень (цилиндр) – оптимизируется 37 параметров:

- корневой диаметр и высота сопловой лопатки первой ступени цилиндра;
- меридиональное раскрытие каналов сопловых и рабочих решеток;
- эффективные углы выхода сопловых и рабочих решеток всех ступеней.

В связи с тем, что у исходного варианта ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5 числа лопаток сопловых и рабочих решеток близки к оптимальным значениям – 2-й уровень оптимизации (ступень) в данной задаче не использовался.

Критерии качества, применяемые при оптимизации:

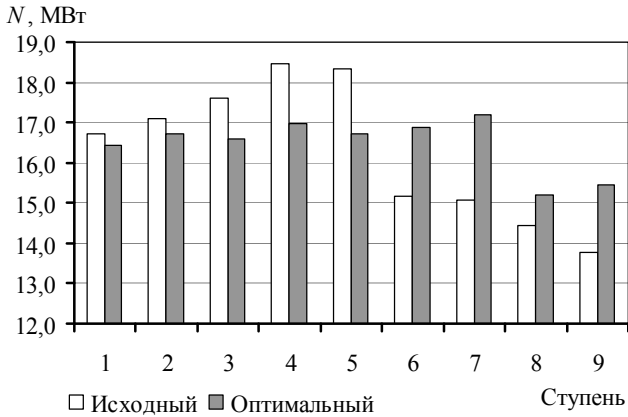
- векторный критерий качества, включающий нормированные значения диаграммного КПД цилиндра (η_d) и его мощность ($N_{\text{цил}}$) с равными весовыми коэффициентами.

Результаты оптимизации ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5 приведены на рис. 5.3.

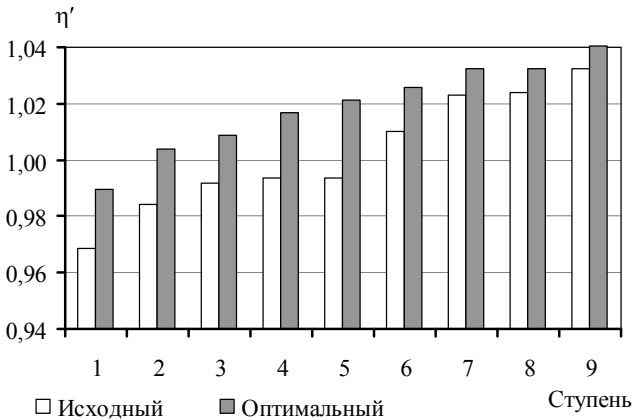
Улучшение показателей качества оптимальной ПЧ получено за счет:

- рационального распределения располагаемого теплоперепада цилиндра между его ступенями, что позволило повысить интегральные показатели качества цилиндра;
- несколько уменьшенной осевой составляющей скоростей и обеспечения более близкого к осевому выходу рабочего тела из ступеней, что снизило потери с выходной скоростью, позволило улучшить условия натекания на сопловые решетки, что привело к улучшению их эффективности;
- увеличение среднего диаметра ступеней привело к получению оптимальных значений отношения скоростей (u/C_0);
- использование более высоких лопаток позволило снизить долю концевых потерь;
- в 6–9 ступенях рабочие лопатки выполнены с использованием профиля 1ММК-У-0, применение которого обеспечило хорошее согласование углов натекания и геометрического угла входа рабочих решеток, что привело к повышению их эффективности;

• получен оптимальный закон закрутки углов β_2 , на выходе из рабочего колеса 6–9 ступеней, внесший свой вклад в рациональное распределение газодинамических параметров этих ступеней.



a



б

Рис. 5.3. Сравнение мощности и КПД ступеней исходного и оптимального вариантов ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5:

η' – отношение КПД ступеней к диаграммному КПД цилиндра исходного варианта

Использование разработанной методики многопараметрической и многокритериальной оптимизации обеспечило решение поставленной задачи: получен оптимальный вариант ПЧ ЦВД турбины К-540-23,5, характеризующийся высокими показателями аэродинамического совершенства, обеспечивший повышение мощности на 1,399 МВт, мощностного КПД на 1,52 % и диаграммного КПД на 1,63 % по сравнению с исходным вариантом ПЧ.

Следует подчеркнуть, что критерий расчетных результатов – эксперимент. Натурные экспериментальные исследования мощных турбоагрегатов – очень дорогостоящее мероприятие. Тем не менее по инициативе ОАО «Турбоатом» на Кураховской ТЭС были проведены в широком диапазоне режимов работы станционные испытания модернизированной турбины К-200-130-3.

Сравнение результатов расчетных исследований ПЧ ЦВД этой турбины с экспериментальными данными, полученными в результате натурных испытаний этой турбины в широком диапазоне режимов работы на Кураховской ТЭС, **убедительно подтвердили адекватность используемых в расчетах математических моделей**, позволяющих с высокой точностью моделировать физическую картину течения рабочего тела в проточной части. **Последнее устраняет все сомнения и позволяет рекомендовать использование разработанных на кафедре турбиностроения программных комплексов, объединенных в САПР «Турбоагрегат», для решения практических задач расчета и оптимизации проточных частей осевых турбин.**

Результаты наших расчетов и анализ экспериментальных данных позволил сделать обоснованный вывод о том, что в рассматриваемой конструкции ПЧ ЦВД турбины К-225-12,8 (модернизированная на ОАО «Турбоатом» турбина К-200-130-3) реализованы решения, которые позволили получить весьма эффективную проточную часть, не уступающую по своим характеристикам лучшим мировым образцам. Дальнейшее повышение уровня показателей качества существующего ЦВД возможно только с использованием самых современных методов и программ комплекса многоуровневой, рекурсивной, объектно-ориентированной, многокритериальной, многопараметрической и многорежимной оптимизации турбоагрегатов, разрабатываемых на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ», что и является содержанием и целью данной монографии.

Г л а в а 6

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ТУРБИН С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Для демонстрации возможностей разработанного комплекса методов, алгоритмов и математических моделей при решении задач оптимального проектирования СТОЭ с учетом режимов эксплуатации ниже приведены результаты исследований по оптимизации параметров ПЧ турбодетандерных установок, ПЧ турбины низкого давления ГТУ ГТ-750-6М и системы соплового парораспределения турбины К-310-23,5.

6.1. Оптимизация проточной части утилизационной турбодетандерной установки мощностью 4 МВт с поворотными сопловыми лопатками

В магистральных газопроводах природный газ транспортируется под давлением 35–75 атмосфер. Перед подачей природного газа потребителю его давление должно быть понижено до уровня давлений местных систем газоснабжения. На данный момент на газораспределительных станциях все более широкое применение находят технологии утилизации избыточного давления природного газа перед подачей потребителю. Для извлечения энергии из сжатого газа используются специальные утилизационные турбодетандерные установки (УТДУ), в которых потенциальная энергия избыточного давления преобразуется в механическую работу вращения ротора турбины, служащей приводом электрогенератора турбодетандерной установки (ГДУ).

Сезонная неравномерность потребления природного газа, как правило, обусловленная температурным режимом окружающей среды, приводит к глубоко нерасчётным режимам эксплуатации УТДУ и отрицательно влияет

на их эффективность и срок службы. К примеру, расход газа через проточную часть УТДУ в течение года может меняться в диапазонах от 0,25–0,35 до 1,05–1,25 от номинального. Вышесказанное свидетельствует об актуальности и необходимости учёта фактора переменности эксплуатационных нагрузок на стадии выбора основных геометрических параметров ПЧ УТДУ.

В данном разделе приведены результаты оптимизации 4-х ступенчатой ПЧ существующей конструкции УТДУ низкого давления с учётом реальных режимов эксплуатации с использованием разработанного алгоритма.

Условия эксплуатации рассматриваемой УТДУ характеризуются существенной помесечной неравномерностью расхода рабочего тела через ПЧ агрегата при фиксированном теплоперепаде и оборотах ротора:

- полное давление газа на входе в ПЧ $P_0^* = 1,2$ МПа;
- полная температура газа на входе в ПЧ $t_0^* = 110$ °С;
- статическое давление газа на выходе из ПЧ $P_2 = 0,19$ МПа;
- обороты ротора турбины $n = 8000$ об/мин.

Массовый расход природного газа, в зависимости от режима работы, изменялся в пределах от 4,94 до 20,66 кг/с (расход на номинальном режиме $G_{\text{ном}} = 16,66$ кг/с).

На настоящий момент известны несколько способов регулирования массового расхода через ПЧ УТДУ [74], из них наиболее эффективным является изменение проходных сечений соплового аппарата (СА) благодаря применению поворотных сопловых лопаток.

Известно [74–77], что выполнение поворотных сопловых лопаток позволяет существенно расширить диапазон рабочих нагрузок турбоагрегата и повысить показатели эффективности ПЧ. Однако, для получения максимального эффекта от поворота сопловых лопаток, необходимо дополнительно решать задачу определения оптимальных углов α_{13} для каждой ступени в зависимости от режима работы ПЧ.

В соответствии с условиями проектирования, регулирование массового расхода рабочего тела через проточную часть УТДУ осуществляется поворотом лопаток сопловых аппаратов (изменением углов выхода α_{13}) всех ступеней. Оптимизация проводилась с учетом 12 режимов работы турбодетандера (длительность каждого режима один месяц), расходы природного газа через ПЧ по указанным режимам приведены в табл. 6.1.

Расходы природного газа через ПЧ УГДУ на заданных режимах работы

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
G_0 , кг/с	18,71	20,66	18,71	10,18	6,33	6,28	4,94	6,14	7,17	10,55	17,57	20,35

В процессе оптимизации Были задействованы два уровня оптимизационного алгоритма – «Цилиндр» (Слой 1 и Слой 2) и «Ступень». Как видно из рис. 6.1, на верхнем уровне «Цилиндр» (Слой 1) вектор варьируемых параметров создаваемых ФММ, был сформирован из 16 параметров, один из которых режимный (массовый расход на входе в цилиндр – G_0 , а остальные 15 – конструктивные). В их число включены эффективные углы выхода потока из сопловых и рабочих решеток (α_{13} , β_{23}), а также средние диаметры и высоты рабочих решеток (D_2 и ℓ_2). Средние диаметры и высоты сопловых решеток (D_1 и ℓ_1) для каждой ступени определялись в зависимости от значений аналогичных параметров для рабочей решетки с учетом рекомендаций по величине перекрыши [33]. На низлежащем уровне «Ступень», для каждой ступени, вектор варьируемых параметров ФММ был сформирован из 9 параметров (D_2 , ℓ_2 , α_{13} , β_{23} , u/C_0 , $z_{1,2}$, $b_{1,2}$).

Последовательность решения общей оптимизационной задачи выглядит следующим образом. Предварительно, с помощью методов теории планирования эксперимента [41], были созданы ФММ уровня «Ступень» в виде полного квадратичного полинома вида (2.1). Далее осуществляется построение ФММ для уровня «Цилиндр» (Слой 1). В соответствии с матрицей планирования эксперимента, с верхнего уровня «Цилиндр» на уровень «Ступень» поступают параметрические ограничения в виде значений D_2 , ℓ_2 , α_{13} , β_{23} , u/C_0 . Конкретный уровень этих параметров определяется текущей точкой плана численного эксперимента уровня «Цилиндр» (Слой 1). На уровне «Ступень», с учетом поступивших параметрических ограничений, решаются локальные оптимизационные задачи по определению оптимальных значений чисел лопаток ($z_{1,2}$) и величин хорд ($b_{1,2}$) сопловых и рабочих решеток каждой ступени.

Далее, с помощью обращения к Слою 2 уровня «Цилиндр», с учетом полученных значений отмеченных параметров определяются оптимальные значения углов α_{13} по ПЧ в зависимости от расхода рабочего тела на входе в турбину.

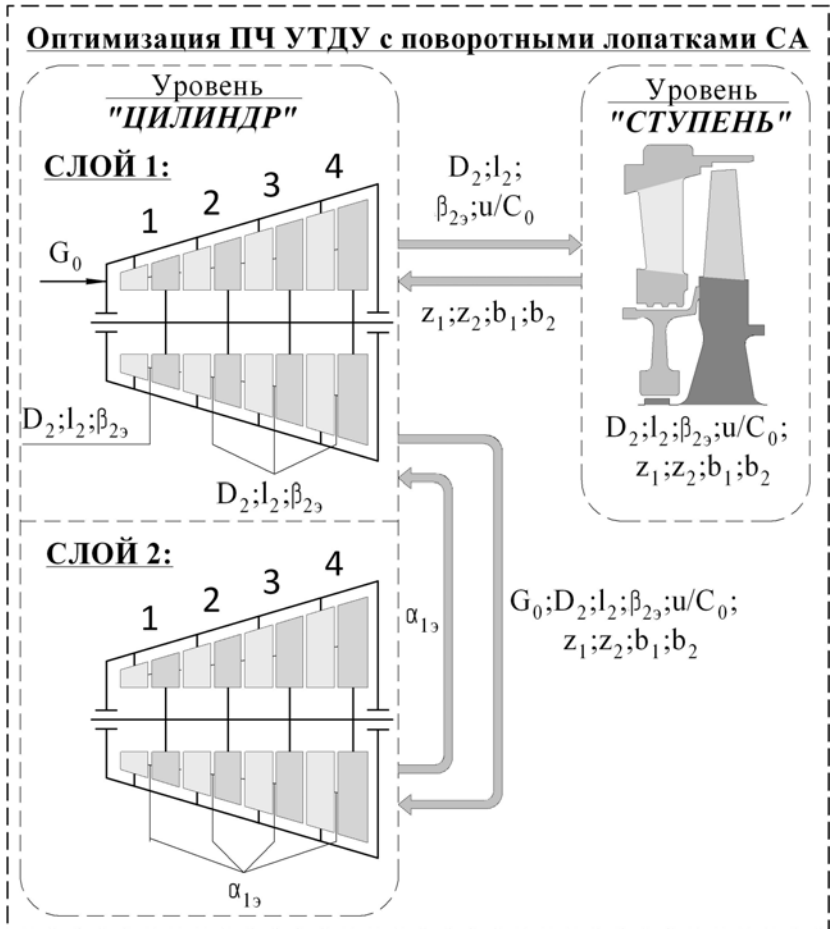


Рис. 6.1. Распределение задач и информационный обмен между уровнями и слоями оптимального проектирования

В конце процесса оптимизации, под оптимальные значения параметров уровня «Цилиндр» уточняются, кроме значений величин хорд и чисел лопаток, геометрические углы входа для сопловых и рабочих решеток каждой ступени. Значения указанных углов входа определяются с учетом весовой доли критерия качества каждого эксплуатационного режима.

В роли критерия качества для оценки эффективности ПЧ на уровне «Цилиндр» использовалась величина, равная суммарной работе цилиндра за выбранный отрезок времени (T)

$$U = \int_{t=0}^{t=T} N_{\text{цил}}(t) dt, \quad (6.1)$$

определяемая в соответствии с разработанной математической моделью (подраздел 1.1). С учетом допущения о том, что продолжительность режимов одинакова, данный критерий был сведен к сумме «режимных» мощностей цилиндра ($\sum_{i=1}^n N_{\text{цил}}$, где n – число режимов). Следует отметить, что

специальное исследование целевой функции на унимодальность не проводилось. Вместе с тем, расчётные исследования, проведенные в процессе решения рассматриваемых вариантов задач, показывают, что в области, ограниченной выбранными диапазонами изменения конструктивных и режимных параметров, целевая функция является гладкой и имеет один экстремум, а в зоне близкой к оптимуму она носит достаточно плоский характер. В роли критерия качества уровня «Ступень» был выбран внутренний относительный КПД соответствующей ступени.

Так как данная задача решалась для ПЧ со стандартными сопловыми профилями типа Н-2, то при изменении угла α_{13} учитывалось и соответствующее изменение геометрического угла входа соплового аппарата (α_{0g}). При расчёте потерь, связанных с ударами на входе в решетку, учитывались углы нечувствительности профилей к удару в соответствии с атласными данными.

Геометрические углы входа на рабочее колесо для каждой ступени определялись усреднением их значений по 12 режимам работы с учетом весовых долей критерия качества каждого режима.

Значения «базовых» конструктивных параметров, полученные в результате решения общей оптимизационной задачи, приведены в табл. 6.2.

Полученные распределения углов α_{13} для каждой ступени ПЧ как функции изменения расхода, представлены на рис. 6.2. Как видно из рис. 6.2, оптимальные зависимости изменения углов α_{13} сильно отличаются от линейных, получаемых при равномерном одновременном повороте лопаток сопловых аппаратов.

Результаты оптимального проектирования по ступеням турбодетандера

Параметр	Номер ступени				Номер ступени			
	Исходный вариант				Оптимальный вариант			
	1	2	3	4	1	2	3	4
D_1 , м	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,481	0,483	0,489	0,498
D_2 , м	0,4800	0,4800	0,4800	0,4800	0,482	0,484	0,490	0,499
ℓ_1 , м	0,0305	0,0350	0,0425	0,0510	0,029	0,036	0,045	0,056
ℓ_2 , м	0,0310	0,0375	0,0465	0,0560	0,032	0,039	0,049	0,060
β_{23} , град	22,00	25,70	29,10	34,00	21,70	25,52	28,43	34,15
z_1	54	54	46	46	54	58	48	49
z_2	69	69	53	53	69	78	61	59
b_1 , мм	35,099	35,099	42,118	42,118	35,35	35,26	42,03	42,76
b_2 , мм	30,809	30,809	40,150	40,150	33,25	30,18	39,19	40,75
β_{1g} , град	30,750	35,680	44,030	53,720	38,21	32,27	38,97	48,31

На рис. 6.3 представлены КПД исходной конструкции ПЧ с равномерным поворотом лопаток всех сопловых аппаратов и КПД конструкции, полученной в результате оптимального проектирования с оптимальным законом изменения углов α_{13} по режимам работы.

По уровню эффективности спроектированная ПЧ превосходит исходную конструкцию на всех режимах работы (рис. 6.3). Значительное повышение эффективности наблюдается на малорасходных режимах работы (до 5 %), а также на режимах с массовым расходом от 18 кг/с. Дополнительная выработка электроэнергии за эксплуатационный цикл равна 914,793 МВт·ч (3,64 %).

Рассмотрим некоторые особенности работы исходной и оптимальной конструкций ПЧ на предполагаемых режимах работы. Очевидно, что невозможно создать ПЧ, одинаково хорошо работающую в диапазоне нагрузок от 30 до 125 % от номинальной. Так КПД любой конструкции на малорасходных режимах остаётся на достаточно низком уровне вследствие наличия глубоко нерасчётных углов натекания, отрицательных степеней реактивности, существенного перераспределения располагаемых теплотерпадов, смещения u/C_0 ступеней в сторону от оптимальных значений. Этот факт является общим и присущ в большей или меньшей мере всем конструкциям УТДУ с регулируемыми СА.

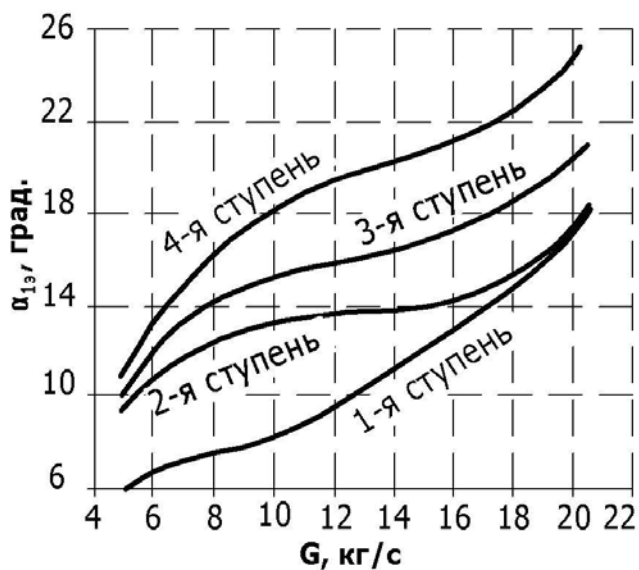


Рис. 6.2. Оптимальное распределение углов α_1 по ПЧ в зависимости от расхода

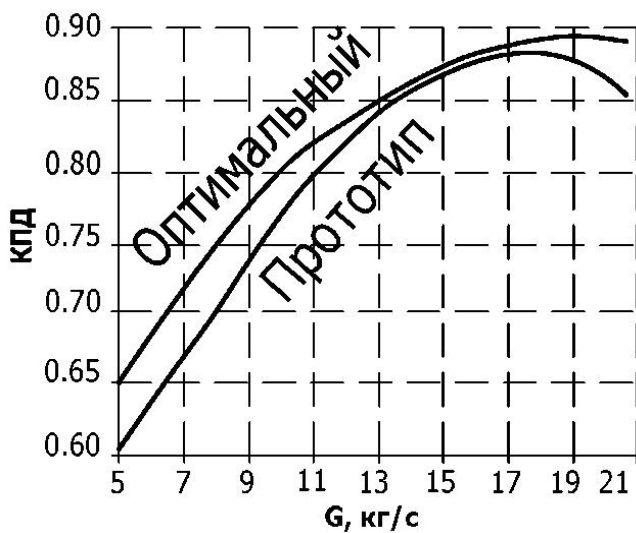


Рис. 6.3. КПД проточной части УТДУ

Выигрыш оптимального варианта, по сравнению с исходным вариантом конструкции, на малорасходных режимах обеспечен, в большей мере, благодаря подбору оптимальных углов α_{13} для всех СА по ПЧ. Как видно из рис. 6.2 для оптимального варианта ПЧ УТДУ на малых расходах угол α_{13} 1-й ступени принимает существенно меньшие значения по сравнению с углами последующих ступеней, что увеличивает её располагаемый теплоперепад и скорость выхода потока из сопловой решетки (скорость C_1 близка к скорости звука, $M_{C_1} = 0,997$). Несмотря на некоторое ухудшение эффективности 1-й ступени, такое решение позволило разгрузить последующие ступени и существенно улучшить условия их работы (удалось добиться положительной степени реактивности на среднем радиусе второй и третьей ступеней) и получить положительный итоговый результат.

На режимах работы с массовым расходом, близким или превосходящим номинальный, повышение эффективности всех ступеней стало возможным в большей мере благодаря подбору оптимальной комбинации «базовых» конструктивных параметров ($D_{1,2}$; $l_{1,2}$; β_{1g} ; β_{2g} ; $z_{1,2}$; $b_{1,2}$ для каждой ступени). Это позволило уменьшить потери, связанные с натеканием рабочего тела на решётки, снизить потери с выходной скоростью, а также повысить эффективность сопловых и рабочих решёток. Также на рассматриваемых режимах работы наблюдается перераспределение теплоперепадов между ступенями: разгрузка 1-й и 4-й ступеней, загрузка 2-й и 3-й.

6.2. Оптимизация параметров проточной части турбины низкого давления установки ГТ-750-6М

В настоящее время очевидна четко выраженная тенденция увеличения доли газотурбинных установок среди других типов тепловых двигателей. Указанная тенденция продолжается более 40 лет и объясняется, с одной стороны, наличием определённых качеств, которые отсутствуют у других тепловых двигателей, а с другой – постоянным повышением их надёжности, эффективности (КПД современных зарубежных и отечественных образцов ГТУ простого цикла может достигать 40 % и выше [78]) и уменьшением вредных выбросов в атмосферу. Однако постоянный рост цен на энергоресурсы и жесткая конкуренция между производителями подобных

агрегатов заставляют проектировщиков работать в направлении дальнейшего повышения их потребительских качеств.

В текущем подразделе приведен пример применения разработанного метода многокритериальной, многопараметрической, многорежимной оптимизации СТС для решения задачи оптимизации параметров проточной части газовых турбин с учётом предполагаемых режимов эксплуатации в составе тепловой схемы установки. В качестве объекта исследования была выбрана газотурбинная установка Невского машиностроительного завода ГТ-750-6М [79]. Данная ГТУ используется в качестве привода газоперекачивающего агрегата (ГПА), установленного на Шебелинской магистральной компрессорной станции (агрегат № 8 по станции, № 2 по цеху). Актуальность такого выбора заключается в том, что аналогичные установки, наряду с установками ГТН-6, ГТ-6-750, ГПА-Ц-6,3, ГТК-10, ГПУ-10, ГТК-25 (всего около 630 шт.), широко распространены в газотранспортной системе Украины и, более чем на 80 %, исчерпали свой ресурс. Согласно концепции государственной научно-технической программы «Создание промышленных газотурбинных двигателей нового поколения для газовой промышленности и энергетики» [80] в период с 2008 г. по 2015 г. планировалась полная замена 204 агрегатов, что составляет 32,5 % от общего количества. Для сохранения работоспособности газотранспортной системы остальные агрегаты должны были быть подвергнуты ремонту и модернизации. Острая необходимость модернизации парка приведенных и подобных им газотурбинных установок путём улучшения показателей эффективности элементов тепловой схемы (компрессоров, турбин, камер сгорания, регенераторов и т. д.) также отмечается в следующих работах [81–85].

Оптимизации ПЧ турбины низкого давления установки ГТ-750-6М проводилась с учётом реальных эксплуатационных нагрузок и включением в рассмотрение тепловой схемы установки.

Для решения поставленной задачи в ЕИИП САПР «Турбоагрегат» была сформирована информационная модель ГТУ, которая содержит необходимый набор элементов ТС, с соответствующими структурами данных, а также совокупность технологических связей (механические связи, трубопроводы и др.) между указанными элементами. Информационная модель ГТУ используется в качестве структурно-топологического «шаблона» при формировании информационной модели проекта и с необходимым набором

исходных данных для моделирования процессов и явлений, которые имеют место в рамках исследуемого объекта.

В данном случае были задействованы прямая одномерная модель течения рабочего тела в ПЧ осевых турбин и процедура расчёта тепловых схем ГТУ, описанные, соответственно, в подразделах 1.1 и 1.6. Одномерная математическая модель группы турбинных ступеней используется в процессе решения общей оптимизационной задачи и для построения универсальных характеристик газовых турбин, а модель термодинамических процессов в тепловых схемах ГТУ – для термодинамического расчёта ТС установки на реальные режимы работы.

При создании проекта установки ГТ-750-6М были использованы данные из следующих источников [36, 37, 79, 86]. Для определения гидравлических сопротивлений системы забора воздуха, входного патрубка компрессора, переходного диффузора, выхлопного диффузора и других элементов газо-воздушного тракта установки, были использованы данные и упрощенные модели, приведенные в [34, 87–89]. На рис. 6.4 показан скриншот окна САПР «Турбоагрегат» с активным проектом установки ГТ-750-6М.

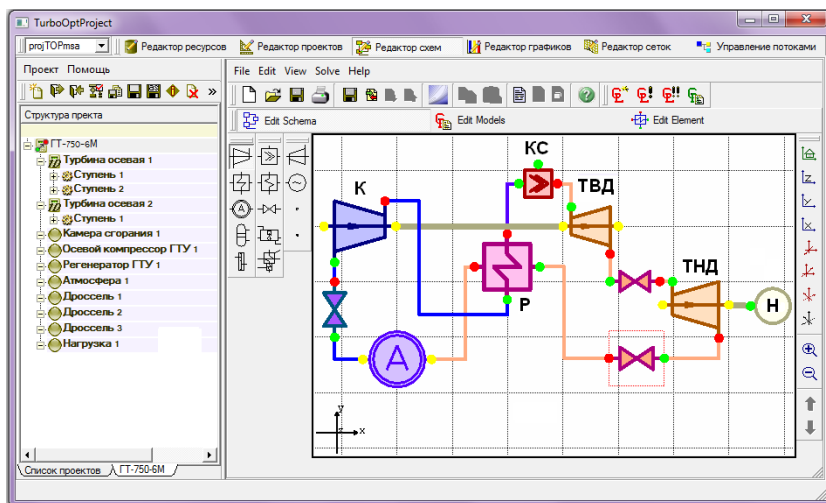


Рис. 6.4. Проект установки ГТ-750-6М в среде САПР «Турбоагрегат»

Тепловая схема установки сформирована в соответствии с информационной моделью ГТУ и состоит из следующих основных элементов:

компрессора (К); камеры сгорания (КС); турбины высокого давления (ТВД), расположенной на одном валу с компрессором; свободной силовой турбины низкого давления (ТНД); регенератора (Р); внешнего потребителя полезной мощности – нагнетателя природного газа (Н).

К основным особенностям тепловой схемы данной установки относятся независимая силовая турбина («разрезной вал») и наличие регенерации теплоты уходящих газов. Такая схема, благодаря хорошим помпажным характеристикам, является более гибкой, надёжной и экономичной с точки зрения переменного режима работы [35, 76] и может быть с одинаковым успехом применена в ГТУ для привода гребного винта, для наземного транспорта, для энергопоезда, для доменного производства, а также в качестве привода ГПА. При эксплуатации на газопроводе подобная ГТУ может обеспечить любой режим работы газопровода без дросселирования на всасывании и без понижения давления нагнетателя [36].

Для моделирования работы компрессора и турбин, при расчете ТС установки на различные режимы, использовались универсальные характеристики (рис. 1.28.). Причём характеристика компрессора построена по данным завода-изготовителя [36, 79], а характеристики турбин получены расчётным путём с использованием возможностей САПР «Турбоагрегат». Области на характеристиках турбин высокого и низкого давлений охватывали диапазоны рабочих режимов ПЧ, полученные в результате расчёта схемы установки ГТ-750-6М на реальные режимы работы за один календарный год эксплуатации.

Расчеты показали что, область работы проточной части ТВД близка к номинальному режиму, а ТНД работает в более широком диапазоне рабочих режимов. При этом условия работы обеих ПЧ практически не отражаются на уровне их эффективности.

Задача многорежимной оптимизации геометрических параметров ПЧ с включением в рассмотрение тепловой схемы установки является сложной и исключительно трудоёмкой. На данный момент в открытой

литературе практически отсутствуют какие-либо рекомендации и примеры решения оптимизационных задач в подобных постановках. Учитывая вышесказанное, с целью выработки соответствующих подходов к эффективному решению указанных задач, были проведены предварительные исследования, направленные на рассмотрение влияния КПД проточных частей высокого и низкого давлений установки ГТ-750-6М на её интегральные характеристики (расход топлива, КПД, начальные параметры цикла и др.).

Повышение КПД ПЧ газовых турбин является одним из основных предпочтительных методов повышения эффективности и полезной мощности ГТУ [81, 90–92]. Однако, как показали проведенные исследования, в некоторых случаях повышение КПД газовых турбин не приносит ожидаемого эффекта. Это связано с особенностями компоновки турбин в рамках ГТУ, а также с взаимодействием турбин с другими элементами ТС. Рассмотрим влияние КПД ПЧ газовых турбин на интегральные показатели ГТУ на примере установки ГТ-750-6М.

Увеличение КПД ТВД.

Как видно из рис. 6.4 ТВД расположена на одном валу с осевым компрессором и обеспечивает его работу. Массовый расход, температура и давление продуктов сгорания за ТВД должны строго соответствовать значениям, необходимым для выработки ТНД мощности, заданной внешним потребителем (нагнетателем природного газа) на текущем режиме работы. Повышение КПД ТВД при указанных условиях работы турбины не приводит к прогнозируемому улучшению интегральных показателей турбоустановки.

Так, при сохранении режима работы установки (полезной мощности, оборотов вала силовой турбины и параметров атмосферного воздуха), увеличение эффективности ТВД приводит к соответствующему увеличению её мощности. Дополнительная мощность ТВД передаётся через вал осевому компрессору, что приводит к перераспределению основных параметров газотурбинного цикла, а именно:

- Увеличение мощности на привод компрессора вызывает увеличение скорости вращения его вала, что, в свою очередь, вызывает увеличение

расхода воздуха, незначительные увеличение степени сжатия и снижение эффективности компрессора (т. е. имеет место смещение линии совместной работы компрессора и ТВД).

- Новые расход и давление воздуха на выходе из компрессора являются избыточными для данной тепловой схемы и вызывают понижение температуры продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, что неизбежно приводит к снижению термодинамического КПД всего цикла.

Указанные изменения в ТС ГТУ сводят на нет эффект, ожидаемый от оптимизации ПЧ ТВД.

Увеличение КПД ТНД.

Как показали проведенные расчёты, повышение эффективности ТНД оказывает благоприятное воздействие на интегральные показатели установки ГТ-750-6М и позволяет получить прирост полезной мощности при сохранении расхода топлива либо экономию топлива при сохранении мощности, отдаваемой внешнему потребителю. Кроме того, при этом не наблюдается значительных отклонений параметров цикла установки от проектных.

Таким образом, проведенные исследования показали, что модернизация установки ГТ-750-6М целесообразна путем повышения эффективности ПЧ ТНД. В данном случае улучшаются интегральные характеристики установки без существенного перераспределения параметров газотурбинного цикла, т. е. указанная модернизация не затрагивает такие дорогостоящие элементы ТС, как: компрессор, камера сгорания, регенератор и нагнетатель.

Следует отметить, что данные исследования были проведены применительно к ТС установки ГТ-750-6М, а результаты исследований и сделанные выводы справедливы для всех ГТУ с аналогичной ТС.

Для оптимизации геометрических параметров проточной части ТНД установки ГТ-750-6М с учётом реальных режимов эксплуатации были задействованы три верхних уровня разработанного рекурсивного оптимизационного алгоритма, описанного в главе 3 данной работы. Распределение задач и взаимодействие между локальными уровнями проектирования изображены на рис. 6.5.

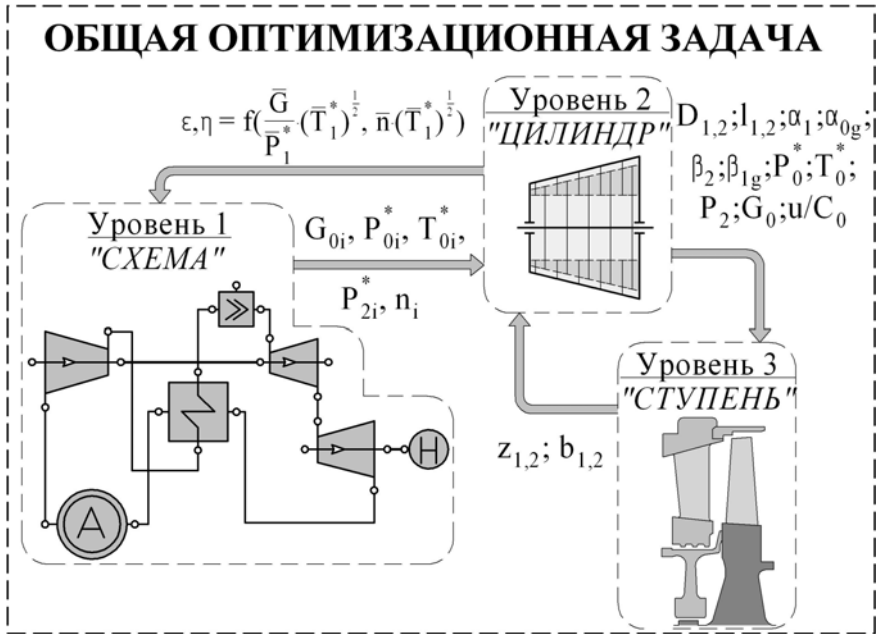


Рис. 6.5. Распределение задач между локальными уровнями проектирования

Наивысший уровень в иерархии процесса проектирования – «Схема» предназначен для расчёта распределений параметров цикла ГТУ (давлений, температур, мощностей, расходов) между элементами схемы, а также для определения интегральных показателей установки на предполагаемых режимах работы. Как видно из рис. 6.5, с уровня «Схема» на уровень «Цилиндр» поступают наборы режимных параметров, однозначно определяющие режимы работы ПЧ (расход продуктов сгорания на входе в ПЧ – G_0 , полное давление газов на входе в ПЧ – P_0^* , полная температура газов на входе в ПЧ – T_0^* , полное давление газов на выходе из ПЧ – P_2^* , частота вращения вала турбины – n).

На уровне «Цилиндр» осуществляется поиск наилучшей комбинации основных геометрических параметров: средних диаметров сопловых и ра-

бочих решеток (d_1, d_2); высот сопловых и рабочих лопаток (ℓ_1, ℓ_2); углов входа/выхода потока в абсолютном и относительном движениях ($\alpha_1, \alpha_{0r}, \beta_2, \beta_{1r}$) для сопловых и рабочих решеток.

В качестве функционального ограничения на уровне «Цилиндр» был выбран расход продуктов сгорания на входе в ТНД, который должен соответствовать расходу через исходную ПЧ установки. Для оценки критерия качества в процессе оптимизации использовалась величина, равная суммарной работе газовой турбины (ГТ) за один год эксплуатации.

На следующем уровне «Ступень» осуществляется поиск оптимальных значений чисел лопаток для сопловой и рабочей решеток (z_1, z_2), причём оптимизируемые параметры уровня «Цилиндр» используются в качестве параметрических ограничений. Критерий качества – внутренний КПД ступени.

В качестве математических моделей на уровне «Схема» используется процедура термодинамического расчёта схем ГТУ, на уровнях «Цилиндр» и «Ступень» – процедура прямого одномерного расчёта ПЧ осевых турбин. Указанные модели описаны в подразделах 1.1 и 1.6 настоящей работы.

Когда найдено оптимальное решение на уровне «Цилиндр», с использованием прямой одномерной модели ПЧ, осуществляется построение универсальных характеристик спроектированной ТНД, которые возвращаются на уровень «Схема» для расчёта интегральных характеристик ГТУ.

При проведении расчётных исследований было выполнено три итерации по уточнению оптимального решения. Оптимизационная задача решалась с учётом реальных режимов эксплуатации установки за один календарный год (всего 177 режимов работы, каждый режим соответствует работе агрегата в течение 24 часов). При этом, реальные эксплуатационные нагрузки установки колебались в диапазоне от 52 до 73 % от номинальной, равной 6 МВт.

В табл. 6.3 приведены оптимальные значения варьируемых параметров, полученные в результате оптимального проектирования.

Расчеты показали, что на номинальном режиме работы ГТУ, прирост полезной мощности ТНД с сохранением расхода через ПЧ на преж-

нем уровне составил 1,5 % (93,1 кВт). Указанное повышение эффективности стало возможным благодаря снижению потерь в сопловой и рабочей решетках, потерь с выходной скоростью, а также уменьшению утечки в радиальный зазор. К примеру, на номинальном режиме коэффициенты скорости для сопловых и рабочих решеток оптимальной ПЧ увеличились на 0,4 и 0,6 %, соответственно, абсолютная скорость выхода из рабочей решетки (C_2) уменьшилась на 22 %, а утечка в радиальный зазор уменьшилась на 2,7 %. Также имеет место повышение нагрузки сопловой решетки и уменьшение рабочей, степень реактивности уменьшилась с 0,478 до 0,368. При работе полученной конструкции в рамках ТС исследуемой установки, уменьшение скорости выхода из РК повлечет соответствующее снижение потерь полного давления в выхлопном диффузоре.

В результате оптимизации ТНД прирост КПД в зависимости от режима работы составил от 0,09 до 0,27 %. Экономия топлива (природного газа) за рассматриваемый промежуток времени, равный 177 дням, составила 50831 кг (рис. 6.6).

Таблица 6.3

Результаты оптимального проектирования ТНД установки ГТ-750-6М

Наименование параметра	Исходная конструкция	Оптимальная конструкция
1 Средний диаметр СА, d_1 , м	0,970	1,046
2 Средний диаметр РК, d_2 , м	0,972	1,057
3 Высота сопловой лопатки, ℓ_1 , м	0,210	0,203
4 Высота рабочей лопатки, ℓ_2 , м	0,211	0,222
5 Геометрический угол входа в СА, α_0 , град	90,00	94,54
6 Геометрический угол входа в РК, $\beta_{1г}$, град	47,33	47,93
7 Угол выхода потока из СА, α_1 , град	20,67	19,00
8 Угол выхода потока из РК, β_2 , град	25,18	24,12
9 Число сопловых лопаток, z_1 , шт.	48	41
10 Число рабочих лопаток, z_2 , шт.	60	70

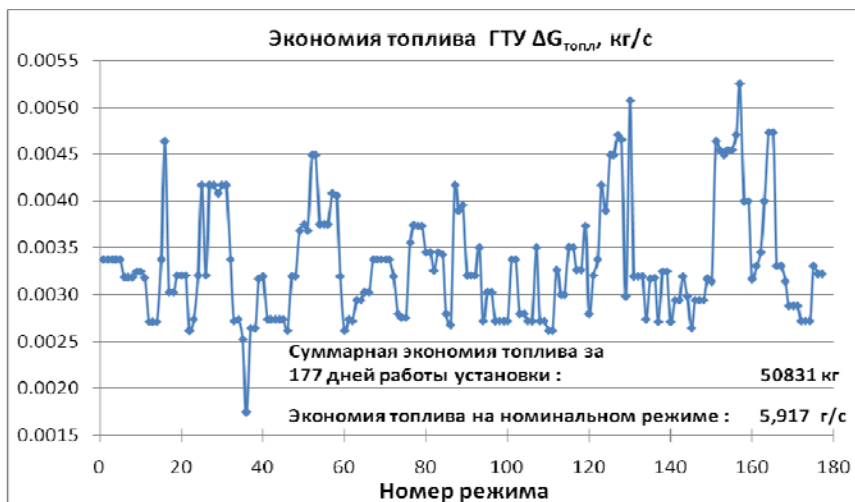


Рис. 6.6. Экономия топлива установки ГТ-750-6М по режимам работы, полученная в результате оптимизации ТНД

6.3. Оптимизация законов позиционирования запорных элементов регулирующих клапанов системы соплового парораспределения турбины К-310-23,5

Вопросам, связанным с проектированием оптимальных конструкций проточной части мощных паровых турбин посвящено достаточно много работ. Среди них наиболее важными и актуальными, на сегодняшний день, представляются работы, посвященные проблемам получения решений, способных обеспечить высокоэффективную работу осевых турбин на потенциально возможном множестве эксплуатационных нагрузок [79, 93].

Безусловно, невозможно адекватно учитывать влияние переменности режимных параметров на эффективность работы осевых турбин без использования моделей расчета систем парораспределения. Принимая во внимание, что в большинстве конструкций мощных паровых турбин управление режимами работы осуществляется с помощью систем соплового парораспределения, вопросы, связанные с моделированием их рабо-

ты, представляются на сегодня достаточно важными. Особую актуальность они получили благодаря принципиальной возможности современных систем управления осуществлять независимое позиционирование регулирующих клапанов [25]. Применение таких систем управления позволяет перейти к новому классу задач оптимального проектирования, решение которых обеспечит учет взаимного влияния параметров соплового парораспределения и остальной проточной части на экономичность осевой турбины.

Известно, что при оптимальном проектировании системы соплового парораспределения, особенно с учетом переменности эксплуатационных нагрузок, среди прочих оптимизируемых параметров немаловажную роль играют и геометрические параметры регулирующих клапанов, в том числе и высоты подъема их запорных элементов.

В настоящем подразделе рассматриваются результаты решения оптимизационной задачи по определению положений запорных элементов клапанов, при которых будут обеспечиваться наилучшие показатели работы регулировочной ступени для любого заданного расхода пара.

При решении поставленной задачи используется совместная модель системы СПР и ПЧ многоцилиндровой осевой турбины (подраздел 1.5), в которой для обеспечения прохождения заданного расхода пара, положения запорных элементов клапанов находятся посредством применения соответствующих оптимизационных алгоритмов. При этом для оценки эффективности сопловых сегментов использовалась обобщенная методика расчета эффективности регулировочных ступеней [94]. Учитывая, что для оптимального проектирования системы соплового парораспределения совместно с проточной частью осевой турбины понадобится многократное использование таких алгоритмов, общая задача оптимизации потребует существенных временных ресурсов. Предлагаемая модель расчета системы соплового парораспределения обеспечивает необходимое для пропускания заданного расхода пара позиционирование регулирующих клапанов без использования оптимизационных алгоритмов описанных в главе 3. Причем, получаемые в этом случае комбинации положений запорных элементов обеспечивают работу РС с близкой к максимально возможной мощности для любого заданного расхода пара. По сути, разработанная модель является

неким более эффективным эквивалентом, с точки зрения потребления временных ресурсов, модели, построенной на решении оптимизационной задачи с критерием качества – мощность регулировочной ступени.

Предварительные расчетные исследования, связанные с оптимизацией параметров системы соплового парораспределения, проведенные с различными критериями качества, показали высокую корреляцию результатов, получаемых, соответственно, для критериев качества – мощность турбины и мощность РС.

С учетом этого, применение рассматриваемой модели расчета системы соплового парораспределения в задачах оптимального проектирования осевых турбин с учетом переменности эксплуатационных нагрузок выглядит вполне оправданным и перспективным.

Наиболее важной частью разработанной модели является комбинаторный алгоритм, который позволяет определять необходимые для работы комбинации сегментов РС, а также высоты подъема запорных элементов соответствующих регулирующих клапанов.

Известно, что на промежуточных режимах эксплуатации мощность РС, в основном, определяется величиной ее располагаемого теплоперепада. КПД РС в этих случаях играет менее важную роль. Понятно, также, что величина располагаемого теплоперепада РС существенным образом (при прочих равных условиях) зависит от суммарной площади работающих сегментов. Так, при уменьшении суммарной площади работающих сегментов, сохранение заданного расхода пара может быть обеспечено только увеличением располагаемого теплоперепада РС. Отмеченный факт очевиден и вытекает из зависимости для расхода пара через сопловой сегмент, например [24]

$$G_{cc} = A \mu_{cc} F_{cc} \frac{\sqrt{h_{0cc}}}{v_{cc}}, \quad (6.2)$$

где G_{cc} – расход пара через сегмент; A – константа; μ_{cc} – коэффициент расхода; F_{cc} – проходная площадь сегмента; h_{0cc} – располагаемый теплоперепад сегмента; v_{cc} – удельный объем пара в конце адиабатического расширения, соответствующий перепаду h_{0cc} .

Учитывая вышеизложенное, постановка рассматриваемой задачи может быть сформулирована следующим образом: среди всевозможных сочетаний сегментов, способных совместно пропускать заданный расход пара, найти такую комбинацию сегментов, у которой будет наименьшая суммарная площадь. По своей сути данная задача близка задаче, связанной с минимизацией потерь от дросселирования пара, что эквивалентно работе РС с максимально возможными подъемами запорных элементов регулирующих клапанов. Для ее решения воспользуемся комбинаторным алгоритмом формирования массива суммарных площадей различных комбинаций сегментов РС. Так, например, для регулировочной ступени с четырьмя сегментами (рис. 6.7) в соответствующий массив F будут внесены площади следующих комбинаций сегментов:

- Площади отдельных сегментов с номерами 1, 2, 3, 4.
- Суммарные площади оригинальных парных комбинаций сегментов с номерами 1–2, 1–3, 1–4, 2–3, 2–4, 3–4.
- Суммарные площади оригинальных комбинаций по три сегмента, соответственно 1–2–3, 1–2–4, 1–3–4, 2–3–4.
- Площадь всех сегментов 1–2–3–4.

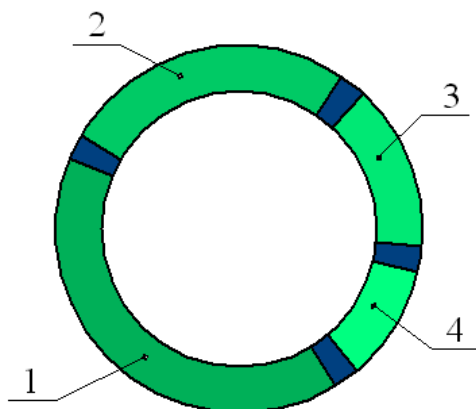


Рис. 6.7. Сегменты соплового аппарата регулирующей ступени:
1–4 – номера сегментов

Отсортировав элементы массива F по возрастанию, получим упорядоченную последовательность из двенадцати оригинальных комбинаций сегментов и связанных с ними регулирующих клапанов.

Оценка пропускной способности рассматриваемых комбинаций работающих сегментов осуществляется с помощью модели совместного расчета соплового парораспределения и проточной части турбины (подраздел 1.5).

Блок-схема алгоритма решения комбинаторной задачи приведена на рис. 6.8. Модель, основанная на предложенном комбинаторном алгоритме управления регулируемыми клапанами, интегрирована в САПР «Турбоагрегат» и использует структурную топологию ее единого информационного пространства (глава 4) [95], обеспечивающую однозначную связь между сегментами регулировочной ступени и подчиненными им регулируемыми клапанами.

Это позволило полностью снять вопросы, связанные с идентификацией соответствующих регулирующих клапанов для каждой комбинации работающих сегментов. Отмеченное обстоятельство упрощает алгоритм и обеспечивает более эффективное решение данной задачи.

Как видно из рис. 6.8, на первом этапе работы алгоритма осуществляется поиск необходимой комбинации работающих сегментов с одновременной проверкой пропускной способности системы. С этой целью для каждой проверяемой комбинации сегментов моделируется полное открытие всех, связанных с ней регулирующих клапанов, и проводится расчет всей системы по варианту модели с заданными высотами подъемов регулирующих клапанов (подраздел 1.4). Если в результате расчета окажется, что $G_p < G_3$, (G_p , G_3 – расчетное и заданное значения расходов пара, соответственно), алгоритм выберет следующую комбинацию работающих сегментов, имеющую большую суммарную площадь, и описанные выше операции повторяться.

В случае, если будут задействованы все сегменты регулировочной ступени и окажется, что $G_p < G_3$, алгоритм завершит свою работу. При этом будет определен расход пара, равный максимальной пропускной способности данной конструкции соплового парораспределения.

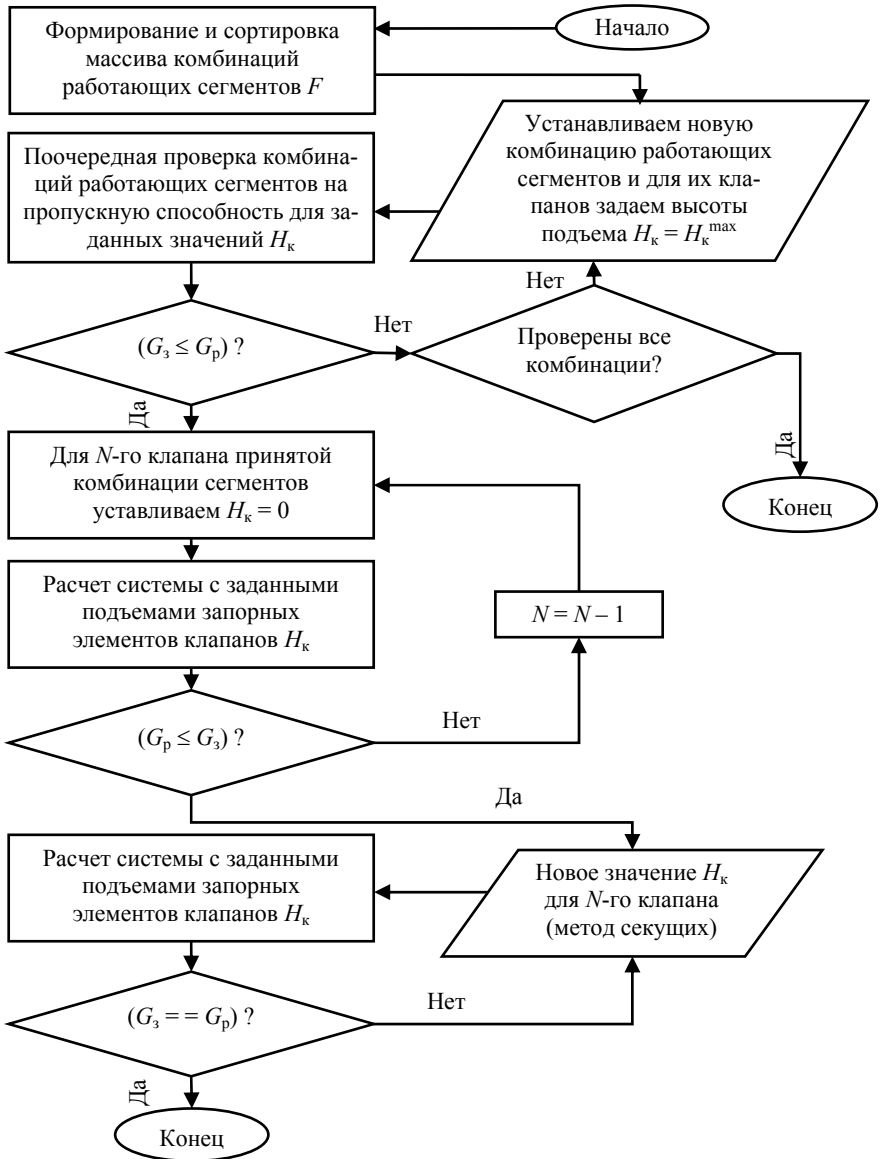


Рис. 6.8. Блок-схема алгоритма поиска требуемой комбинации работающих сегментов и определения положения активных регулирующих клапанов для заданного расхода пара

После того, как будет определена необходимая комбинация работающих сегментов, алгоритм найдет регулирующий клапан (из числа активных для данной комбинации сопловых сегментов), в зоне работы которого находится заданный расход. Для нахождения такого клапана необходимо выполнение двух условий: $G_3 < G_p$ – при полностью открытом клапане и $G_p < G_3$ – при полностью закрытом клапане. Точное значение высоты подъема запорного элемента найденного клапана, обеспечивающее прохождение требуемого расхода пара, определяется численным решением уравнения $G_3 = G_p = f(H_k)$. Для решения этого уравнения применяется метод секущих. Следует отметить, что при расходах пара, не сильно отличающихся от расчетно-номинального значения, предложенная модель находит решения, аналогичные традиционным. В то же время, на пониженных режимах, получаемые решения существенным образом отличаются от традиционных, т. к. в работу включаются совершенно иные сегменты. При этом достигается более высокая мощность регулировочной ступени и всей турбины в целом.

В качестве примера в табл. 6.4 приведено сравнение положений запорных элементов регулирующих клапанов при традиционном позиционировании и при оптимальном позиционировании с помощью комбинаторного алгоритма.

Рис. 6.9–6.14 показывают отличия основных характеристик турбины и её РС при традиционном моделировании позиционирования регулирующих клапанов и их позиционирования, определяемого с помощью решения рассматриваемой комбинаторной задачи.

Моделирование подъема запорных элементов регулирующих клапанов первого сегмента в обоих вариантах осуществлялось попарно, аналогично реальной конструкции системы соплового парораспределения. Все расчеты осуществлялись при неизменных значениях давления и энтальпии торможения перед стопорным клапаном, а также значения статического давления за последней ступенью цилиндра низкого давления. Нумерация кривых на рисунках соответствует правилам моделирования подъема запорных элементов регулирующих клапанов: 1 – комбинаторное позиционирование; 2 – традиционное позиционирование.

Таблица 6.4

Высоты подъема запорных элементов регулирующих клапанов системы соплового парораспределения турбины К-310-240 при моделировании традиционного и комбинаторного позиционирования

G, кг/с	Традиционное позиционирование ЗЭРК						Комбинаторное позиционирование ЗЭРК						
	Сегм. № 1				Сегм. № 2	Сегм. № 3	Сегм. № 1				Сегм. № 2	Сегм. № 3	
	H _{к1} , мм	H _{к2} , мм	H _{к3} , мм	H _{к4} , мм	H _{к1} , мм	H _{к1} , мм	H _{к1} , мм	H _{к2} , мм	H _{к3} , мм	H _{к4} , мм	H _{к1} , мм	H _{к1} , мм	
50	5,11	5,11	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6,42	0,0
70	7,30	7,30	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	9,34	0,0
110	11,23	11,23	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,31	0,0
150	15,32	15,32	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	21,85	4,82
230	27,01	27,01	29,23	29,23	4,32	0,0	27,01	27,01	29,23	29,23	0,0	4,22	
270	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	2,76	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	2,76	
277,8	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	7,49	27,01	27,01	29,23	29,23	21,85	7,49	

Для определения КПД турбины (рис. 6.10) использовалась следующая зависимость

$$\text{КПД}_T = \left(\frac{N_{pc} + N_{цвд} + N_{цсд} + N_{цнд}}{H_{0pc} + H_{0цвд} + H_{0цсд} + H_{0цнд}} \right) / G, \quad (6.3)$$

где N_{pc} , $N_{цвд}$, $N_{цсд}$, $N_{цнд}$ – мощности РС, ЦВД, ЦСД и сумма мощностей ЦНД, соответственно.

Как видно из рис. 6.9, 6.10, применение комбинаторного алгоритма для определения сочетаний работающих сегментов и соответствующего позиционирования, связанных с ними регулирующих клапанов, позволяет повысить эффективность турбины и получить существенный прирост мощности, особенно на режимах, отличных от номинального.

Полученные результаты достаточно хорошо объясняются с помощью рис. 6.11–6.14.

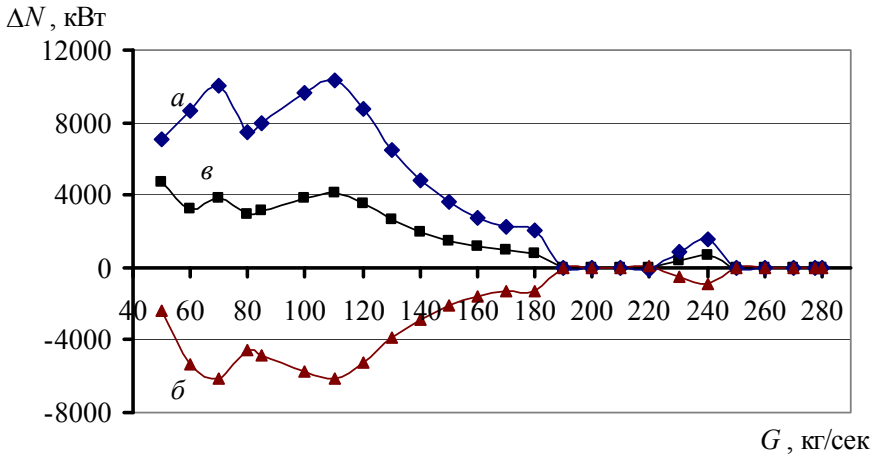


Рис. 6.9. Изменение мощности турбины К-310-240 и отдельных её частей:

a – регулировочной ступени; *б* – ЦВД, ЦСД и ЦНД;
в – прирост мощности турбины, полученный от применения комбинаторного алгоритма

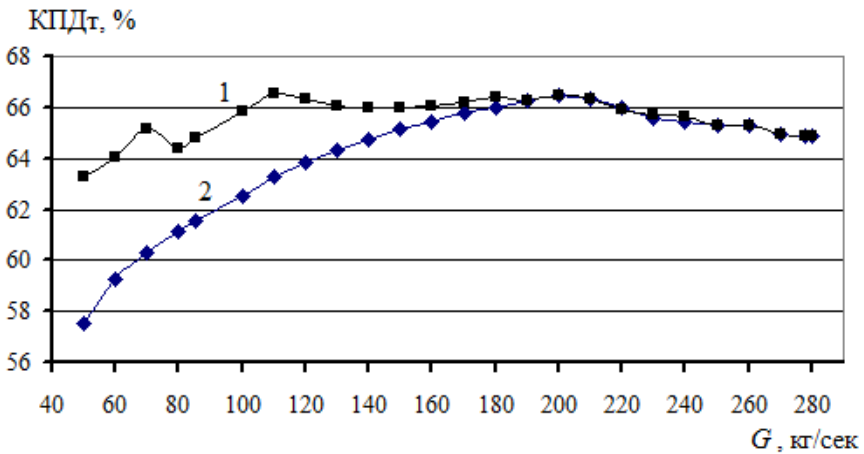


Рис. 6.10. КПД турбины К-310-240 при различных расходах пара

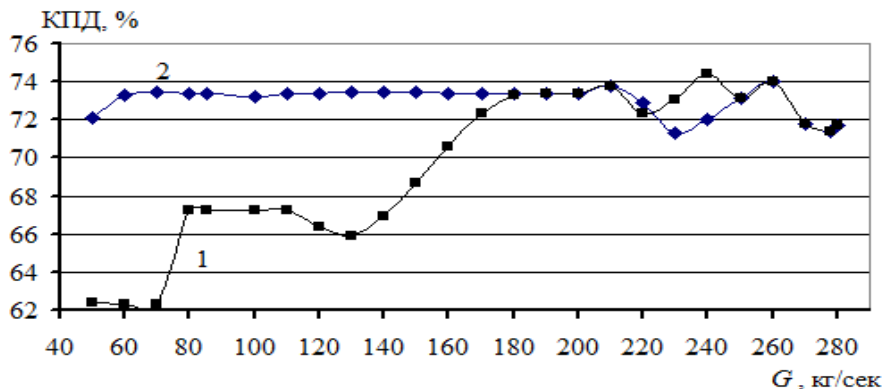


Рис. 6.11. КПД РС турбины К-310-240 при различных расходах пара

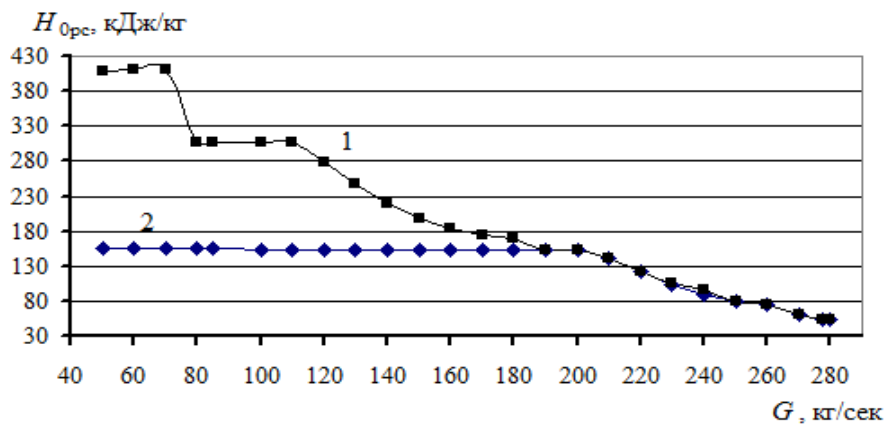


Рис. 6.12. Располагаемый теплоперепад РС турбины К-310-240 при различных расходах пара

Из рис. 6.11 видно, что экономичность регулировочной ступени при традиционном позиционировании запорных элементов регулирующих клапанов, в большей части диапазона изменения расхода превышает экономичность, получаемую при использовании рассмотренного выше комбинаторного определения работающих сегментов и позиционирования, связанных с ними регулирующих клапанов.

Однако, благодаря тому, что комбинаторный алгоритм позволяет находить сочетания работающих сегментов с минимальной суммарной пропускной площадью, удастся существенным образом повысить располагаемый теплоперепад регулировочной ступени (рис. 6.12) и, соответственно, повысить ее мощность (рис. 6.13) в большей части диапазона изменения расхода. Существенное увеличение мощности регулировочной ступени, безусловно, положительно сказывается на мощности всей турбины и ее экономичности (рис. 6.9, 6.10). Кроме того, дополнительно проведенный сравнительный анализ процесса расширения пара (рис. 6.14) и паровых циклов показал, что использование предложенного комбинаторного алгоритма управления регулируемыми клапанами позволяет не только увеличивать мощность всей турбины на пониженных режимах, но и приводит к повышению общей экономичности цикла (табл. 6.5).

Проведенные расчеты показали, что применение комбинаторного позиционирования запорных элементов регулирующих клапанов в сочетании с современными системами управления их положениями, способными обеспечивать индивидуальное независимое позиционирования каждого клапана, позволит более полно использовать резервы повышения эффективности системы соплового парораспределения и всей турбины в целом.

Полученные результаты также подчеркивают важность и необходимость решения задач оптимального проектирования систем соплового парораспределения с учетом графиков потенциальных режимов работы.

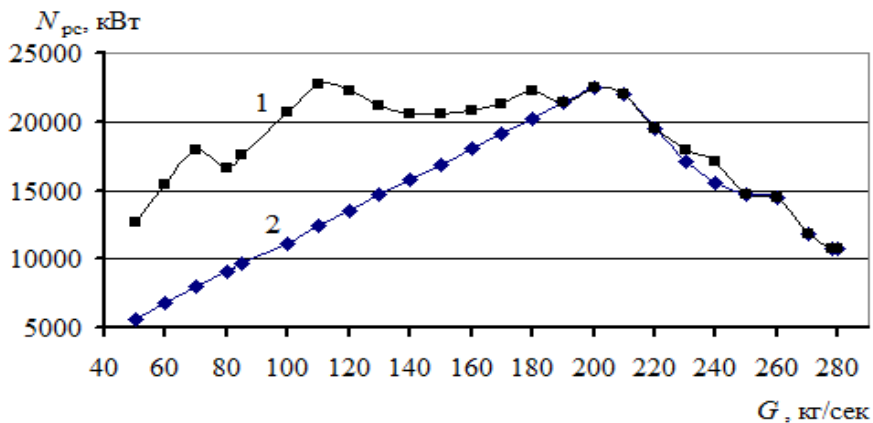


Рис. 6.13. Мощность РС турбины К-310-240 при различных расходах пара

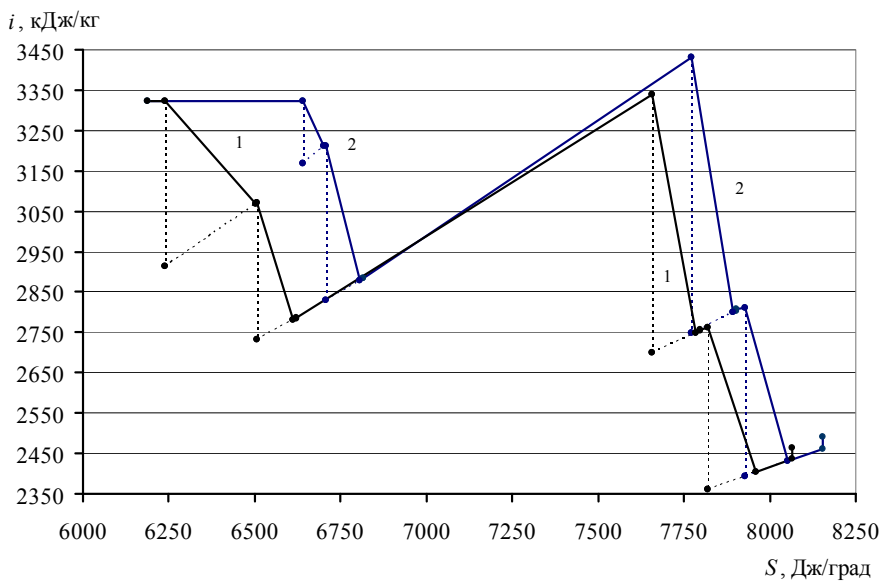


Рис. 6.14. is -диаграмма процессов расширения пара в турбине К-310-240 при массовом расходе пара 70 кг/с

Таблица 6.5

Эффективность паровых циклов турбины К-310-240
при массовом расходе пара 70 кг/с

Вариант	$\eta_{\text{терм}},$ %	$\eta_{oi},$ %	$\eta_{\text{абс}},$ %	$N,$ кВт	$Q_t,$ кДж/кг
1 комбин.	45,799	81,252	37,213	80803.7	2987,80
2 традиц.	41,848	86,269	36,102	76936.0	2889,63
Разность	3,95	-5,02	1,11	3867.7	98,17

Результаты сравнительных расчетов рассматриваемых паровых циклов, приведенные в табл. 6.5, показали, что использование комбинаторного алгоритма управления регулирующими клапанами с одной стороны приводит к повышению термического КПД цикла ($\eta_{\text{терм}}$), но с другой – ведет к снижению внутреннего относительного КПД проточной части турбины (η_{oi}). Последнее связано отклонением параметров пара от расчетных значений при изменении режима течения, что, в свою очередь, приводит к увеличению подводимого к рабочему телу в котле требуемого тепла Q_t . Вместе с тем, существенное увеличение располагаемого теплоперепада регулировочной ступени (рис. 6.14) и, вследствие этого, увеличение мощности турбоустановки (N) позволило получить общий положительный результат и повысить абсолютный КПД цикла ($\eta_{\text{абс}}$) на 1,11 %, снизив удельный расход условного топлива на производство 1 кВт на столько же процентов.

Следует отметить, что результаты оптимизации, основанные на моделировании влияния на эффективность турбины и парового цикла положений запорных элементов регулирующих клапанов, могут найти свое применение в программно-техническом комплексе электрогидравлической системы регулирования [25] в виде информации об оптимальных положениях клапанов для любого сочетания режимных параметров. К числу этих параметров, в данном случае, можно отнести расход пара, давление в конденсаторе, величины отбора пара на регенеративный подогрев, теплофикацию и др.

В рамках данной работы не рассматривались вопросы, связанные с оценкой прочности элементов РС, устойчивости системы регулирования, а также вопросы, связанные с изменением абсолютной величины и направления вектора радиальных сил, действующих на ротор. Они, безусловно, должны найти свое решение при реальном проектировании ЦВД и системы соплового парораспределения.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ

1 Бойко А. В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин / А. В. Бойко. – Х. : Выща шк., изд-во при ХГУ, 1982. – 152 с.

2 Шубенко-Шубин Л. А. Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов тепловых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Ф. А. Стоянов. – Л. : Машиностроение, 1984. – 236 с.

3 Бойко А. В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования, оптимизация, проектирование / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Х. : ХГПУ, 1999. – 360 с.

4 Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: моногр. / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко и др. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

5 Бойко А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбин : учебник [для студ. высших учеб. завед.] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Х. : Выща школа, 1989. – 217 с.

6 Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М. : ГИФМЛ, 1962. – 512 с.

7 Химмиельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмиельблау ; пер. с англ. – М. : Мир, 1975. – 555 с.

8 Сироткин Я. А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я. А. Сироткин. – М. : Машиностроение, 1972. – 448 с.

9 Щегляев А. В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин : учебник [для студ. высших учеб. заведений] в 2 кн. / А. В. Щегляев. – [6-е изд.]. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 1. – 384 с.

10 Дейч М. Е. Газодинамика : учебник [для студ. высших учеб. заведений] / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.

11 Усатый А. П. Определение начальных приближений параметров проточной части осевой турбины в задачах оптимального синтеза и анализа / А. П. Усатый // Энергосбережение энергетика энергоаудит. – Х., 2008. – № 11. – С. 14–20.

12 Craig H. R. M. Performance estimation of axial flow turbines / H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proc Instn. Mech. Engrs. – 1971. – Vol. 185, 32/71. – P. 407–424.

13 Усатый А. П. Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин : дисс. канд. техн. наук: 05.04.12 / Усатый Александр Павлович. – Х., 1988. – 187 с.

14 Копелев С. З. Аэродинамические потери в лопаточных решетках рабочих колес турбин при нестационарном обтекании / С. З. Копелев, В. В. Зикеев // Теплоэнергетика. – 1979. – № 8. – С. 40–44.

15 Wei Ning Significance of loss models in aerothermodynamic simulation for axial turbines: doctoral thesis / Ning Wei. – Stockholm : KTH Royal Institute of Technology, 2000. – 128 p.

16 Бойко А. В. Оптимальное проектирование, разработка и исследование проточной части осевых турбин : дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.12 / Бойко Анатолий Владимирович. – Х., 1982. – 400 с.

17 Говорущенко Ю. Н. Оптимизация газодинамических и геометрических характеристик осевой турбинной установки: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.12 / Говорущенко Юрий Николаевич. – Х., 1981. – 175 с.

18 Усатый А. П. Проектирование и сравнительное расчётно-экспериментальное исследование двухступенчатого отсека воздушной турбины / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – Х. : НТУ «ХПИ», 2005. – № 6. – С. 49–53.

19 Роджерс Д., Адамс Дж. Математические основы машинной графики / Д. Роджерс, Дж. Адамс. – М. : Мир, 2001. – 604 с.

20 Корнейчук Н. П. Экстремальные свойства полиномов и сплайнов / Н. П. Корнейчук, В. Ф. Бабенко, А. А. Лигун ; отв. ред. А. И. Степанец. – К. : Наук. думка, 1992. – 304 с.

21 Жуковский М. И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашин. – Л. : Машиностроение, 1967. – 288.

22 Wu Chung-Hua. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Aupersonic Turbomachines of Axial, radial and Mixed-Flow Types // Transactions of the ASME. – 1952. – Vol. 74, № 8. – P. 1363-1380.

23 Самойлович Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – М. : Энергоиздат, 1982. – 494 с.

24 Чупирев Д. А. Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин / Чупирев Д. А. – К. : МАШГИЗ, 1953. – 258 с.

25 Субботин В. Г. Электрогидравлические системы регулирования паровых турбин ОАО «Турбоатом» / В. Г. Субботин, А. С. Бураков, В. Ю. Рохленко, В. Л. Швецов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. – Х. : НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 98–104.

26 Усатый А. П. Модель совместного расчета соплового парораспределения и проточной части осевой турбины в САПР «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Энергетика та електрифікація. – 2009. – № 12. – С. 38–44.

27 A gas turbine performance simulation program and its application to an IGCC gas turbine / Jong Jun Lee, Young Sik Kim [at alias] // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2010. – GT2010-23198.

28 Kurzke Joachim. GasTurb 11 : Design and Off-Design Performance of Gas Turbines [Электронный ресурс] / Kurzke Joachim. – Germany, 2007. – 241 p.

29 Alexiou A. Gas turbine engine performance model applications using an object-oriented simulation tool / A. Alexiou, K. Mathioudakis // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2006. – GT-2006-90339.

30 Jones Scott M. Steady-state modeling of gas turbine engines using the numerical propulsion system simulation code / Scott M. Jones // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2010. – GT2010-22350.

31 Visser W. P. J. A generic approach for gas turbine adaptive modeling : NLR report number NLR-TP-2004-391 / W. P. J. Visser, O. Kogenhop and M. Oostveen. – National Aerospace Laboratory NLR, 2004.

32 Палагин А. А. Автоматизация проектирования тепловых схем турбоустановок / А. А. Палагин. – К. : Наук. думка, 1983. – 160 с.

33 Роганов Е. А. Основы информатики и программирования : учеб. пособие / Е. А. Роганов. – М. : МГИУ, 2001. – 315 с.

34 Цанев С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учеб. пособие для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – М. : МЭИ, 2002. – 584 с.

35 Костюк А. Г. Газотурбинные установки : учеб. пособие для вузов / А. Г. Костюк, А. Н. Шерстюк. – М. : Высшая школа, 1979. – 254 с.

36 Кузнецов Л. А. Газотурбинная установка ГТ-700-5 / Л. А. Кузнецов, В. И. Андреев, Г. И. Богородовский. – М.; Л. : Машиностроение, 1964. – 207 с.

37 Описание и инструкция по эксплуатации газотурбинной установки ГТ-750-6М / разработ. П. Навратил. – 1977. – 170 с.

38 Усатый А. П. Интегрирование процедуры создания и расчёта схем ГТУ в САПР «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорушенко, А. П. Усатый, А. С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – Х. : НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 111–115.

39 Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

40 Горбань А. Нейронные сети на персональном компьютере / А. Горбань, Д. Россиев. – Новосибирск : Наука, 1996. – 276 с.

41 Vox E. P. Some new three-level design for the study of quantitative variables/ E. P. Vox, D. W. Behnken // Technometrics. – 1960. – № 4. – Vol. 2. – P. 455–475.

42 Rechtschaffner R. L. Saturated fractions of 2^n and 3^n factorial designs / R. L. Rechtschaffner // Technometrics. – 1967. – № 4. – P. 569–575.

43 Zitzler E., Laumanns M., Thiele L. SPEA2: Improving the Strength Pareto Evolutionary Algorithm for Multiobjective Optimization. Evolutionary Methods for Design, Optimization and Control with Application to Industrial Problems (EUROGEN 2001), International Center for Numerical Methods in Engineering (CIMNE), 2002, pp. 95–100.

44 Мухлисуллина Д. Т., Моор Д. А. Анализ эффективности различных сверток критериев оптимальности в задаче многокритериальной оптимизации

ции [Электронный ресурс] : научно-техническое издание 77-30569/363023. – 2010. – № 4. – С. 21: <http://technomag.edu.ru>.

45 Усатый А. П. Создание эмпирической методики определения коэффициентов потерь энергии в турбинных решетках с помощью теории планирования эксперимента / А. П. Усатый, А. В. Бойко, Ю. Н. Говорушенко // Вестник Харьковского политехнического института. – 1986. – № 42. – С. 34-39.

46 Усатый А. П. Оценка геометрических параметров турбинной решетки при автоматизированном проектировании проточной части / А. П. Усатый, С. Н. Кожевников, Е. Э. Скибина, Ю. Н. Говорушенко // Вестник Харьковского политехнического института. – 1990. – № 44. – С. 42–48.

47 Усатый А. П. Многоуровневая оптимизация параметров проточной части осевых турбин с учётом переменного режима работы / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорушенко, А. П. Усатый, А. С. Руденко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. тр. – Х. : НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 26–30.

48 Шубенко-Шубин Л. А. Автоматизированное проектирование лопаточных аппаратов тепловых турбин / Л. А. Шубенко-Шубин, Ф. А. Стоянов. – Л. : Машиностроение, 1984. – 236 с.

49 Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М. : Мир, 1985. – 509 с.

50 Harvey N. W., Rose M. G., Taylor M. D., Shahpar S. and Gregory-Smith D.G. Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I – 3D Linear Design system // Journal of Turbomachinery. – 2000. – Vol. 122, N 2. – P. 286–294.

51 Неклюдов И. М. Эволюционные компьютерные технологии: наукометрическое исследование / И. М. Неклюдов, В.Ф. Клепиков, В. Ю. Корда, А. Г. Шепелев // Вопросы атомной науки и техники. – 2005. – № 5(88). – С. 121-127.

52 Akira Oyama, Meng Sing Liou, Shigeru Obayashi. Transonic axial-flow blade shape optimization Using evolutionary algorithm and three-dimensional navier-stokes solver // AIAA. – 2002-5642.

53 Норенков И. П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем / И. П. Норенков. – М. : Высшая школа, 1980. – 311 с.

54 Математика и кибернетика в экономике : словарь-справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Экономика, 1975. – 700 с.

55 Karaboga D. An idea based on honey bee swarm for numerical optimization. Technical report – TR06, Erciyes University, Engineering Faculty, Computer Engineering Department 2005.

56 Pham D. T., Ghanbarzadeh A., Кос Е, Otri S, Rahim S., Zaidi M. The Bees Algorithm. Technical Note, Manufacturing Engineering Centre, Cardiff University, UK, 2005.

57 Карпенко А. П. Популяционные методы аппроксимации множества Парето в задаче многокритериальной оптимизации. Обзор [Электронный ресурс] : электронное научно-техническое издание: Наука и образование, Эл № ФС 77-48211 / А. П. Карпенко, А. С. Семенихин, Е. В. Митина // – 2010. – № 4. – Режим доступа: <http://probnik.travelsystem.ru/doc/363023.html>.

58 Гермейер Ю. Б. Введение в теорию исследования операций / Ю. Б. Гермейер. – М. : Наука, 1971. – 220 с.

59 Поляк Б. Т. Введение в оптимизацию / Б. Т. Поляк. – М. : Наука, 1983. – 384 с.

60 Арзуманов А. М. Многорежимная оптимизация проточной части паровой турбины с учётом изменения параметров тепловой схемы / А. М. Арзуманов, К. Л. Лапшин // Теплоэнергетика. – 2003. – № 12. – С. 68–71.

61 New optimization strategy for rapid industrial Blade design / A. Keskin, M. Swoboda [at alias] // Proceedings of the 8th European Turbomachinery Conference. – Graz, 2009. – P. 925-935.

62 Аннопольская И. Е. Оптимизация и идентификация параметров создаваемых энергетических машин различного назначения / Е. И. Аннопольская, Ю. П. Антипцев, В. В. Паршин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : тезисы докл. Междунар. науч.-техн. конф., 3–5 окт. 2009 г. – Х., 2009. – С. 6.

63 Корячко В. П. Теоретические основы САПР : учеб. для студ. высших учеб. заведений / В. М. Курейчик, И. П. Норенков. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 400 с.

64 Норенков И. П. Основы автоматизированного проектирования / И. П. Норенков. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 336 с.

65 Стоянов Ф. А. Оптимальное автоматизированное проектирование проточных частей осевых турбин / Ф. А. Стоянов. – К. : Наук. думка, 1989. – 176 с.

66 Усатый А. П. Разработка информационной среды и средств динамического управления информационными моделями данных сложных технических объектов применительно к САПР «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. тр. – Х. : НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – С. 36–42.

67 Усатый А. П. Особенности информационного обмена в рамках единого информационного пространства САПР «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – Х. : НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 11–15.

68 Галкина О. Электронная информационная модель изделий судостроения на различных стадиях жизненного цикла [Электронный ресурс] О. Галкина, А. Рындин, Л. Рябенский, А. Тучков, И. Фертман // Электронный научный журнал CADmaster. – 2007. – № 37.– С. 48–51. – Режим доступа: http://www.cadmaster.ru/articles/part_20481.html.

69 Петров А. В. Проблемы и принципы создания САПР / А. В. Петров, В. М. Черненко. – М. : Высшая школа, 1990. – 144 с.

70 Extensible Markup Language (XML) 1.0 [Электронный ресурс] // W3C Recommendations. W3C, 2004. – Режим доступа: <http://www.w3.org/TR/2004/REC-xml-200440204/>.

71 Shanmugasundaram J., Kiernan J., Fan C., Funderburg J. XPERANTO : Querying XML Views of relational data // IBM Almaden Research Center. San Jose. – 2001.

72 Новак Л. Г. Свойства схем данных XML / Л. Г. Новак, С.Д. Кузнецов // Труды Института системного программирования РАН. – М. : ИСП РАН. – 2003. – 187 с.

73 Филиппов Г. А. Исследование и расчеты турбин влажного пара / Г. А. Филиппов, О. А. Поваров, В. В. Пряхин. – М. : Энергия, 1973. – 232 с.

74 Сарапин В. П. Особенности работы турбодетандера с регулирующим сопловым аппаратом / В. П. Сарапин // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XIII междунар. науч.-техн. конф., 3-5 окт. 2009 г.: тез. докл. – Х., 2009. – С. 5.

75 Shadaram A. Optimization of variable stator's angle for off design comprresion systems using streamline curvature method / A. Shadaram, A. Fathi, R. Azizi // Proceedings of ASME Turbo Expo. – 2009. – GT2009-59772.

76 Котляр И. В. Переменный режим работы газотурбинных установок / И. В. Котляр. – М. : Машгиз, 1961. – 227 с.

77 Boiko A. V. Optimal design of turbines taking into consideration the mode of operation, Proceedings / A. V. Boiko, Yu. N. Govorushchenko, A. P. Usaty, A. S. Rudenko // 8th European Turbomachinery Conference, March 23-27, 2009. – Graz, Austria, 2009. – P. 559–569.

78 Carbon Capture & Storage (CCS) – A Technology Overview: UNECE Energy Week / Dr. Klaus Willnow, Siemens Energy Sector. – Geneva, November 18, 2008.

79 Газотурбинные установки: атлас конструкций и схем / Л. А. Шубенко-Шубин, Н. Л. Лисецкий, В. А. Шварц, П. И. Корж. – М. : Машиностроение, 1967. – 167 с.

80 Концепція (проект) державної науково-технічної програми «Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики» / Б. Патон, А. Халатов, Д. Костенко, Б. Білека, О. Письменний, А. Боцула, В. Парафійник, В. Коняхін // Вісник Національної академії наук. – 2008. – № 4. – С. 3–9.

81 Марцинковский В. С. Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих агрегатов газотранспортной системы Украины / В. С. Марцинковский, В. И. Юрко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : тез. докл. XIII Междунар. науч.-техн. конф., 3–5 окт. 2009 г. – Х., 2009. – С. 7.

82 Сударев А. В. Способы интенсификации теплообмена в трактах рекуперативных трубчатых воздухоподогревателей модернизируемых ГТУ / А. В. Сударев, Б. В. Сударев // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 3. – С. 18–23.

83 Кчачук Д. Н. Модернизация газоперекачивающих агрегатов ГПА-10-01 / Д. Н. Кчачук // Газотурбинные технологии. – 2009. – № 2. – С. 16–21.

84 Орберг А. Н. Восстановление работоспособности агрегатов ГТК-10-4 и ГТ-750-6 / А. Н. Орберг, В. В. Виноградов, А. М. Панкратов, В. Б. Сударев // Турбины и дизели. – 2006. – № 1. – С. 22–23.

85 Коняхин В. И. Результаты исследования по выбору и обоснованию параметров перспективного промышленного ГТД в диапазоне мощностей 10...12 МВт / В. И. Коняхин, А. А. Рябов, Д. А. Герасименко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5. – С. 9–11.

86 Газоперекачивающие агрегаты и обслуживание компрессорных станций / [А. П. Мороз, И. И. Мальцуров, К. Г. Арустамов и др.]. – М. : Недра, 1979. – 229 с.

87 Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик : под ред. М. О. Штейнберга. – [3-е изд.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.

88 Мигай В. К. Проектирование и расчёт выходных диффузоров турбомашин / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Л. : Машиностроение, 1981. – 272 с.

89 Дейч М. Е. Гидродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М. : Энергия, 1970. – 384 с.

90 Тарелин А. А. Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы / А. А. Тарелин, В. А. Коваль, Е. А. Ковалева // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4. – С. 4–8.

91 Джадж А. Газотурбинные двигатели малой мощности / А. Джадж ; под ред. Н. П. Стульникова ; пер. с англ. Г. Г. Миронова, К. К. Николаева. – М. : Изд-во иностр. лит-ры, 1963. – 420 с.

92 Смоленский А. Н. Паровые и газовые турбины / А. Н. Смоленский. – М. : Машиностроение, 1977. – 287 с.

93 Усатый А. П. Островная модель генетического алгоритма в задачах оптимизации осевых турбин с учётом переменного режима работы / А. П. Усатый // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2008. – № 3. – С. 56–66.

94 Усатый А. П. Усовершенствование обобщенной методики расчета эффективности регулировочных ступеней для задач анализа и оптимального проектирования / А. П. Усатый, А. В. Бойко, И. В. Жевноватченко // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009.– № 3. – С. 82-89.

95 Усатый А. П. Программная реализация единого информационного пространства интегрированной системы автоматизированного проектирования «Турбоагрегат» / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, А. П. Усатый // Электронное моделирование. – К., 2009. – Т. 31, № 2. – С. 43–55.

СОДЕРЖАНИЕ

Основные условные обозначения	3
Список сокращений	6
Предисловие	8
Глава 1. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ОБЪЕКТОВ ТУРБОУСТАНОВКИ	11
1.1. Математическая модель одномерного течения рабочего тела в многоступенчатой проточной части	15
1.2. Математическая модель коаксиального течения рабочего тела в многоступенчатой проточной части осевой турбины	28
1.3. Математическая модель осесимметричного течения реального рабочего тела в проточной части многоступенчатой осевой турбины	32
1.4. Математические модели течения рабочего тела в элементах системы соплового парораспределения	47
1.5. Математическая модель течения рабочего тела через систему соплового парораспределения и многоцилиндровую ПЧ	60
1.6. Подсистема расчета термодинамических циклов газотурбинных установок	70
Глава 2. ФОРМАЛЬНОЕ МАКРОМОДЕЛИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	77
2.1. Теоретические основы, методы и алгоритмы создания формальных макромоделей	77
2.2. Метод повышения точности формальных макромоделей	85
2.3. Методика оценки влияния подрезки выходной кромки на эффективность рабочих решеток	88
Глава 3. КОМПЛЕКС МНОГОУРОВНЕВОЙ, РЕКУРСИВНОЙ, ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОЙ, МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ, МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ И МНОГОРЕЖИМНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ	103
3.1. Методология рекурсивной объектно-ориентированной многоуровневой оптимизации	106
3.1.1. Решение задачи оптимизации при мультимодальной целевой функции	115
3.1.2. Особенности решения многокритериальных оптимизационных задач	117

3.2. Учет изменения режимов эксплуатации в задачах оптимизации сложных технических систем	122
3.2.1. Теоретическая оценка отличия двух подходов учета влияния многорежимности в задачах оптимизации сложных технических систем	123
3.2.2. Метод оптимизации, основанный на интегрировании формальных макромоделей целевых функций.....	125
3.3. Методы модификации и управления конструкцией объектов проектирования в процессе поиска оптимальных решений	127
3.3.1. Метод управления и оптимизации параметров решеток при заданных множествах сопловых и рабочих профилей	127
3.3.2. Метод автоматического построения меридиональных обводов многоступенчатой проточной части осевых турбин.....	132

Глава 4. МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ЕДИНОГО ИНТЕГРИРОВАННОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА МНОГОУРОВНЕВОЙ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ И МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....

4.1. Основные требования, теоретические аспекты и методология формирования единого интегрированного информационного пространства	136
4.2. Программно-инструментальные средства инициализации, хранения и редактирования метаданных структурно-топологического описания единого интегрированного информационного пространства	146
4.2.1. Универсальный редактор информационных базовых структур, моделей и компонент (ресурсов) единого интегрированного информационного пространства.....	147
4.2.2. Информационные подструктуры, модели и компоненты базовых структур единого интегрированного информационного пространства.....	149
4.3. Информационное пространство проекта. Методы, средства и алгоритмы формирования, навигации и управления.....	159

Глава 5. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН, РАБОТАЮЩИХ НА НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

5.1. Оптимизация параметров цилиндра высокого давления турбины К-220-44-2М для АЭС	166
5.2. Оптимизация параметров ПЧ цилиндра высокого давления турбины К-330-23,5	168

5.3. Оптимизация параметров ПЧ цилиндра высокого давления турбины К-540-23,5	171
Глава 6. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ТУРБИН С УЧЕТОМ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ	175
6.1. Оптимизация проточной части утилизационной турбодетандерной установки мощностью 4 МВт с поворотными сопловыми лопатками	175
6.2. Оптимизация параметров проточной части турбины низкого давления установки ГТ-750-6М	182
6.3. Оптимизация законов позиционирования запорных элементов регулирующих клапанов системы соплового парораспределения турбины К-310-23,5	191
Список источников информации	204

TABLE OF CONTENTS

Nomenclature.....	3
List of abbreviation.....	6
Introduction	8
Chapter 1. MATHEMATICAL MODELS OF TURBOINSTALLATION	
OBJECTS	11
1.1. Mathematical model of one-dimensional flow of the working medium in a multi-stage flow path.....	15
1.2. Mathematical model of coaxial flow of the working medium in a multi-stage axial turbine flow path.....	28
1.3. Mathematical model of an axially symmetric flow of the real working medium in a multi-stage axial turbine flow path.....	32
1.4. Mathematical model of the working medium in the nozzle system of a turbine steam distribution	47
1.5. Mathematical model of the working medium flow through the nozzle system of a turbine steam distribution and multi-cylinder flow path	60
1.6. Subsystem of computing the thermodynamic cycles of gas turbine installations	70
Chapter 2. THE FORMAL MACROMODELING OF DESIGN	
OBJECTS	77
2.1. Theoretical foundations, methods and algorithms for creating formal macromodels	77
2.2. Method for improving the accuracy of formal macromodels.....	85
2.3. Methods of evaluating the impact of cutting off the outlet edge on the efficiency of working grids	88
Chapter 3. COMPLEX MULTI-LEVEL, RECURSIVE OBJECT-ORIENTED, MULTI-CRITERION, MULTI-PARAMETER AND MULTIMODAL OPTIMIZATION	103
3.1. Recursive object-oriented methodology for multilevel optimization	106
3.1.1. Task of multimodal function optimization.....	115
3.1.2. Particular solution of multi-criterion optimization problems	117

3.2. Accounting for changes in the modes of operation of complex technical systems in problems of optimization	122
3.2.1. Theoretical estimation of the difference of the two approaches taking into account the impact of multimodal in the tasks of optimization of complex technical systems.....	123
3.2.2. Optimization method based on integrating formal macromodel target functions	125
3.3. Methods for modifying and managing the construction of design objects in the search for optimal solutions	127
3.3.1. Methods of control and parameter optimization of grids with specified sets of nozzle and work profiles.....	127
3.3.2. Automatic construction method of meridional outline of multi-stage axial turbine flow path	132

Chapter 4. METHODOLOGY FOR CREATION

OF A UNIFIED INTEGRATED INFORMATION SPACE FOR OPTIMIZATION OF COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS.....

4.1. Theoretical aspects and methodology of formation of a unified integrated information space	136
4.2. Software tool for initialization, storage and editing metadata of structure and topological description of a unified integrated information space	146
4.2.1. Universal editor of information frameworks, models and component (resources) of a unified integrated information space.....	147
4.2.2. Information sub-structures, models and components of basic structures of a unified integrated information space	149
4.3. Information space project. Methods, tools and algorithms of formation, navigation and control	159

Chapter 5. OPTIMIZATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS

OF THE CYLINDERS FLOW PATH OF POWERFUL STEAM TURBINES OPERATING AT NOMINAL MODE

5.1. Optimization of parameters of high pressure cylinders of turbine K-220-44-2M for nuclear power plants	166
5.2. Optimization of parameters of high-pressure cylinders of turbine K-330-23,5.....	168

5.3. Optimization of parameters of high-pressure cylinders of turbine K-540-23,5	171
---	-----

**Chapter 6. OPTIMIZATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS
OF AXIAL FLOW TURBINES FLOW PATH TAKING
INTO CONSIDERATION MODES OF OPERATION**

6.1. Optimization of the flow path of the 4-stage turbine expander capacity 4 MW with rotary blades	175
6.2. Parameter optimization of the flow path of a low-pressure turbine installation GT-750-6M	182
6.3. Optimization of laws on positioning the shut-off elements of the governing system of turbine steam distribution valves of turbine K-310-23,5	191

List of sources used.....	204
---------------------------	-----

Наукове видання

БОЙКО Анатолій Володимирович
УСАТИЙ Олександр Павлович
РУДЕНКО Олексій Сергійович

**Багатокритеріальна
багатопараметрична оптимізація
проточної частини осьових турбін
з урахуванням режимів експлуатації**

Монографія

Російською мовою

В авторській редакції

План 2013, поз. 145

Підп до друку 12.11.2013 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 12,8. Наклад 300 пр. 1-й з-д 1–130.
Зам. № 2. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХП»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3656 від 24.12.2009 р.