

**Рисунок 4. Градиент температуры по поверхности ребра трубы с кожухом**

Распределения градиента температуры по длине ребра приведены в таблице 4.

Таблица 4

**Распределение градиента температуры по длине ребра**

Сечение	Оребренная труба без кожуха, Градиент Т°С	Оребренная труба с кожухом, Градиент Т°С
Верхнее	1,8	2,6
Среднее	1,1	3,1
Нижнее	1,4	2,6

Из графика на рисунке 2 следует, что отличие перепада температур при длине 2 м и 1,5 м варьируется от 0,7°С до 0,8°С, поэтому применять трубы длиной 2 м при данном расходе жидкости нецелесообразно, это ведет к существенному увеличению металлоёмкости теплообменника. При применении кожуха, разница температуры увеличилась в 1,5 – 2 раза.

**Литература**

1. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. – М.: Наука. – 1986. – С. 414.
2. Варгафтик Л.П., Филиппов А.А. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов – М.: Энергоатомиздат. – 1990. – С. 352.
3. ANSYS ICEM CFD Tutorial Manual. – С. 313.

**Разработка систем наддува для ДВС различного назначения**

Каминский Р.В.  
 Университет машиностроения  
[design@kamturbo.ru](mailto:design@kamturbo.ru)

*Аннотация.* Представлены результаты создания и практического применения методики проектирования эффективных систем наддува для ДВС различного назначения.

*Ключевые слова:* методика проектирования, эффективные системы, система наддува, моделирование, параметры турбины, рециркуляция, масштабирование, метод прототипирования.

Как правило, анализ, доводку и фиксацию основных параметров рабочего процесса двигателя выполняет его разработчик. В этом случае в техническом задании (ТЗ) на проектирование системы наддува заказчиком задаются следующие параметры:

- конструктивная схема, количество цилиндров, размерность или рабочий объём двигателя;

- мощность или крутящий момент двигателя и частота вращения коленчатого вала на характерных режимах по внешней скоростной характеристике (ВСХ) дизеля;
- расход воздуха или коэффициент избытка воздуха;
- часовой или удельный эффективный расход топлива;
- условия на входе в дизель: температура и давление воздуха;
- условия на выходе дизеля: температура и давление отработанного газа;
- наличие охладителя (охладителей) наддувочного воздуха (ОНВ), эффективность охлаждения и температура теплоносителя на входе в ОНВ;
- параметры рециркуляции по многопараметровой характеристике: ее наличие/отсутствие, расход рециркулируемого газа, желаемая температура газа после теплообменника системы рециркуляции;
- разрежение на впуске и сопротивление на выпуске двигателя, в том числе с учётом возможного диапазона климатических и высотных условий эксплуатации двигателя.

Однако практика работы НПО «Турботехника» показывает, что чаще всего заказчик ограничивается в ТЗ рабочим объёмом, номинальной мощностью, максимальным крутящим моментом двигателя и соответствующими частотами вращения.

Сегодня существует множество совершенных методик анализа рабочего процесса поршневых двигателей. Причём, чем совершеннее и точнее методика, тем больше объём исходных данных, необходимых для расчёта, то есть трудоёмкость таких расчётов недопустима для производителей систем наддува, не обладающих такими ресурсами как разработчики двигателей и не имеющих свободного доступа к технической документации на разработку двигателей. В этом случае целесообразен и достаточен упрощённый метод анализа рабочего процесса двигателя, который позволяет определить необходимые, но не указанные заказчиком условия на впуске двигателя и условия на входе в турбину, исходя из оценки неизвестных параметров на основе статистических данных или аппроксимирующих зависимостей.

После оценки требуемых параметров заряда на впуске с учетом требуемой рециркуляции ОГ и необходимости использования тех или иных охладителей, конструкции двигателя и архитектуры подкапотного пространства для размещения агрегатов, технологических возможностей, традиционных предпочтений и многих других специфических подробностей выбирается требуемая и реализуемая для этого схема наддува (включая параметры и количество ступеней, тип регулирования, необходимые агрегаты охлаждения и т.д.), и затем идет расчет системы (рисунок 1).

В программе расчета реализовано упрощенное моделирование цикла ДВС, позволяющее оценить:

- расход воздуха и степень наддува, необходимые для достижения заданных параметров двигателя;
- располагаемые параметры газа до и после турбины.

На первом этапе расчёта на основании имеющихся технических данных двигателя и информации, приведенной в технической литературе или эмпирических формул, полученных на основании статистического анализа экспериментальных данных различных двигателей, формируется внешняя скоростная характеристика двигателя. Минимально необходимая информация для выполнения первого этапа расчёта – протекание крутящего момента и удельного эффективного расхода топлива двигателя по ВСХ.

На втором этапе по заданным и подтвержденным заказчиком параметрам ВСХ в расчетных точках последовательно решаются системы уравнений для определения необходимых параметров компрессора. Для определения необходимых параметров турбины вводится итерационный процесс, за критерий сходимости принимается мощностной баланс турбокомпрессора: равенство мощностей компрессора и турбины ( $N_K = N_T$ ).

Эффективные параметры турбокомпрессора, многократно уточняются в процессе итерации исходя из опытных универсальных характеристик. Универсальная характеристика компрессора представляет собой семейство кривых (веток), отображающих функциональные

зависимости:  $\pi_k = f(G_{в.пр})$  и  $\eta_{к.ад} = f(G_{в.пр})$  при разных окружных скоростях  $U_{к2}$ . При отсутствии требуемой характеристики компрессорной ступени, используя одну опытную характеристику, путем масштабирования по приведенному расходу воздуха  $G_{в.пр}$  с сохранением параметров по адиабатическому КПД и степени повышения давления можно создать бесконечное множество характеристик, изменяя коэффициент масштабирования.

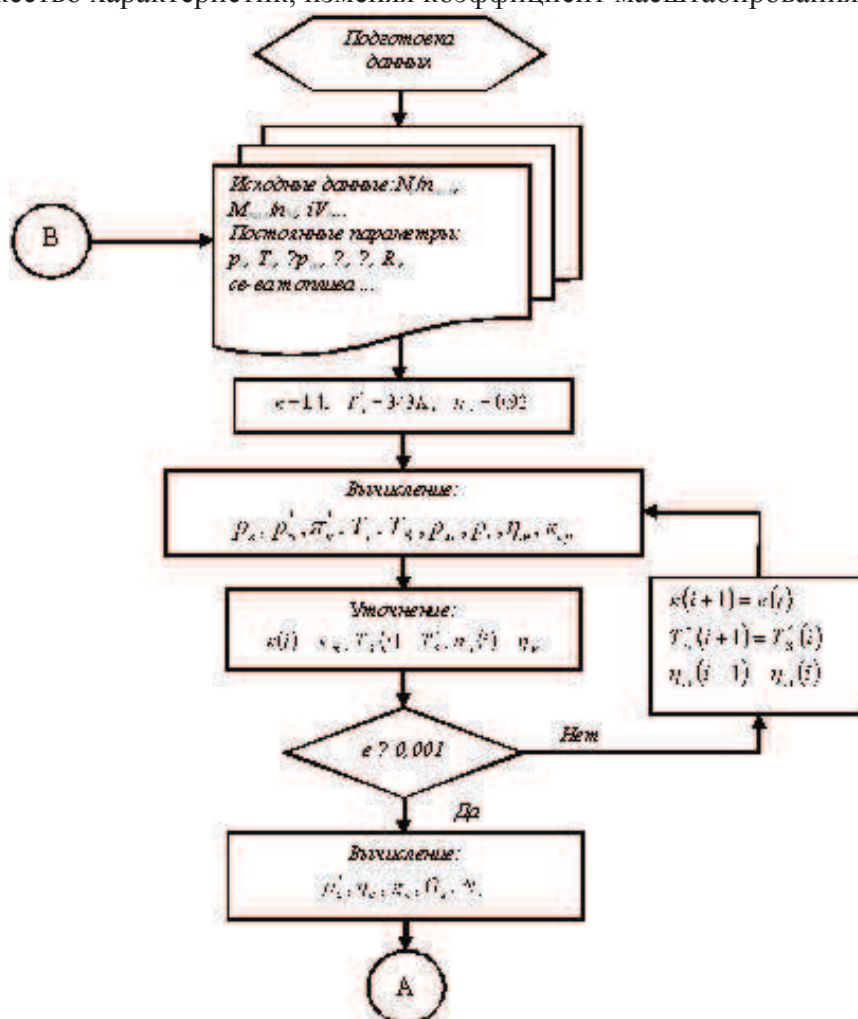


Рисунок 1. Блок-схема расчета ТКР при одноступенчатом наддуве

Универсальная характеристика турбины представляет собой семейство кривых (веток), отображающих функциональные зависимости:  $G_{г.пр} = f(\pi_T)$  и  $\eta_{г.е} = f(\pi_T)$  при разных окружных скоростях  $U_{к2}$ . При отсутствии требуемой характеристики турбинной ступени, используя одну опытную характеристику, путем масштабирования по приведенному расходу газа  $G_{г.пр}$  с сохранением параметров по эффективному КПД, можно создать бесконечное множество характеристик, изменяя коэффициент масштабирования.

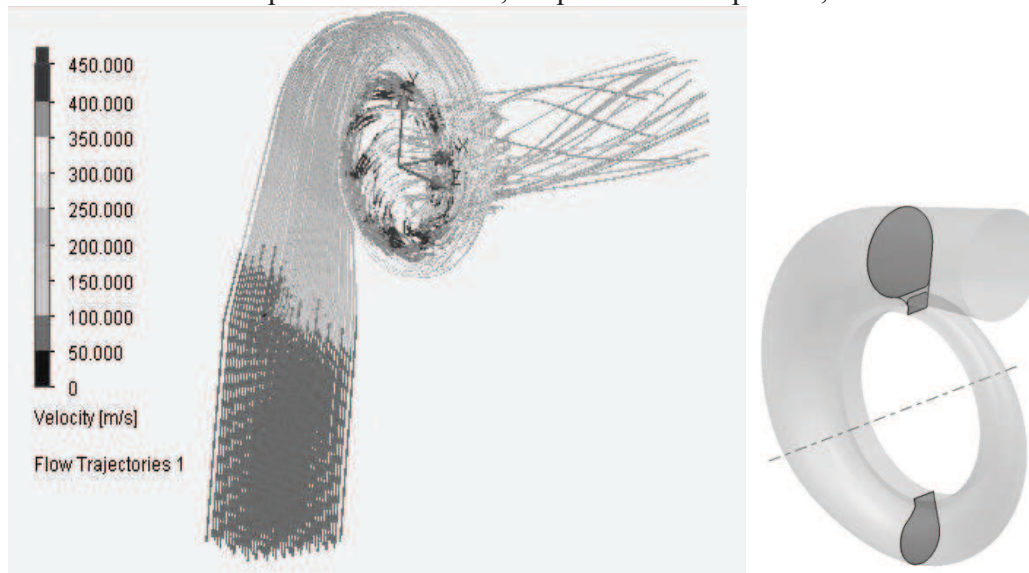
После определения параметров наддува на режиме максимального крутящего момента и выбора универсальных характеристик для турбокомпрессора рассчитываются параметры наддува по ВСХ, принимая закон изменения исходных параметров от оборотов коленчатого вала и с учетом выбранных универсальных характеристик.

Зная расходную характеристику двигателя, из имеющейся базы данных универсальных характеристик компрессора можно подобрать типоразмер турбокомпрессора. Идеально, если точки согласования расходной характеристики двигателя находятся в зоне максимальных КПД компрессора. В случае смещения расходной характеристики двигателя в зону низких КПД или близко к границе помпажа компрессора необходимо изменение конструкции компрессорной ступени.

Характеристика компрессора может быть изменена различными способами. Наиболее простой способ – изменение диаметра колеса на входе или выходе, а также изменение угла установки лопатки на входе и выходе. Это позволит достаточно быстро спрогнозировать изменение характеристики компрессора в соответствии с требуемыми параметрами двигателя, при этом следует понимать, что за базу берутся высокоэффективные компрессорные ступени с хорошим уровнем КПД (76 – 82%) и напорных характеристик (в зависимости от требований двигателя).

По результатам расчетов определяются геометрические параметры ступеней турбокомпрессора, выполняется проектирование агрегата в целом в одном из пакетов твердотельного моделирования (ProEngineer, SolidWorks, Компас 3D и т.д.). С учетом компоновки и технических характеристик двигателя проектируются корпусные детали, определяются механизмы регулирования.

В случае невозможности обратиться к базе данных ввиду отсутствия типоразмера или если имеются недостаточно эффективные параметры компрессора проводится CFD расчет с помощью современных пакетов ANSYS, ConceptNrec, FloEFD и т.д. (рисунок 2). Данные программные продукты позволяют уточнить параметры течения газовых и воздушных потоков, величины потерь в газовых и воздушных трактах турбокомпрессоров, а также расчёты на прочность, включая определение собственных частот и форм колебаний лопаток. Недостатком этих расчетов является большое количество времени для проведения всех операций. Расчетное время одной точки при решении на грубой сетке составляет 4 часа, на улучшенной сетке – 12 часов. Объем оперативной памяти, затраченной на расчет, составляет 6 Гбайт.



**Рисунок 2. CFD расчет ступеней турбокомпрессора**

Изготовление опытного образца проходит методом прототипирования. В настоящее время применяются новейшие технологии, в частности 5-координатная механическая обработка на станках с ЧПУ, аддитивные технологии с 3D-принтерами для создания мастер-моделей и готовых изделий.

Характеристики опытного образца определяются на специальном безмоторном стенде, который позволяет проводить испытания на горячем газе, имитируя реальную работу турбокомпрессора на двигателе. Характеристики турбокомпрессора определяются при постоянных значениях окружной скорости на наружном диаметре лопаток колеса компрессора, приведенной к нормальным условиям, начиная с режима максимального расхода воздуха в сторону его уменьшения. При каждой окружной скорости на наружном диаметре лопаток колеса компрессора измеряются параметры работы турбокомпрессора не менее чем на шести режимах, приблизительно равномерно расположенных по расходу воздуха (рисунок 3).

После безмоторных испытаний и сопоставления характеристик турбокомпрессора и характеристик двигателя принимается решение о проведении моторных испытаний. Как пра-

вило, моторные испытания проводятся на заводах-разработчиках двигателей или в специальных инжиниринговых компаниях.

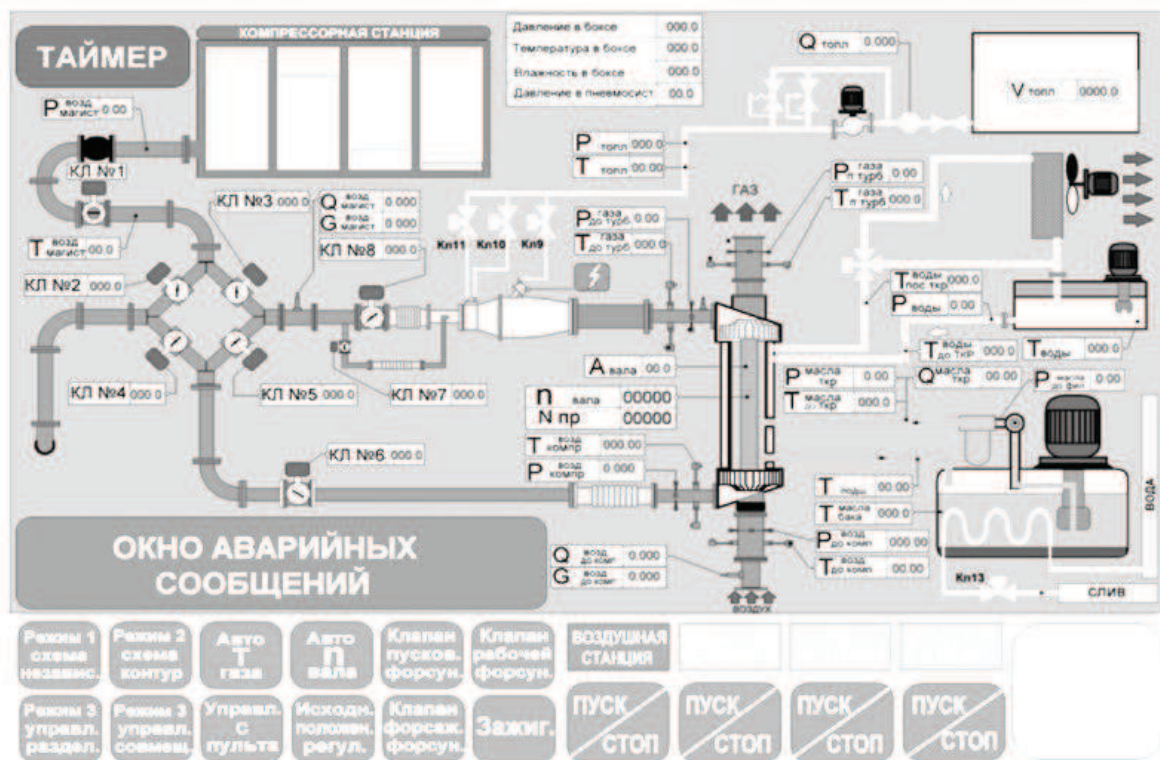


Рисунок 3. Мнемосхема стенда и измеряемые параметры

### Выводы

1. Предложена и реализована методика, представляющая из себя рациональную последовательность действий и операций, начиная с расчетов параметров рабочего процесса двигателя, учитывающего требования к нему со стороны потребителя (в конкретном случае – автомобиля, трактора или другого средства с учетом удовлетворения наиболее характерных режимов их использования). В результате проведения таких действий определяются, в частности, геометрические параметры колес компрессора и турбины, проходные сечения направляющих аппаратов турбины и компрессора, а также необходимые параметры регулирования. Это позволяет перейти к следующим этапам реализации задачи.
2. Решением практических задач потребителей доказана эффективность разработанной методики, охватывающей глобальное применение аналитических подходов и цифровых технологий при расчетах, создании прототипов, стендов, системы доводки и стендовых испытаний, что позволяет скорее и надежнее перейти к натурным испытаниям образцов и завершению задачи.
3. Созданная методика и практика организации производства ТКР показывает, что НПО «Турботехника» в состоянии практически покрывать существующие и на перспективу потребности в агрегатах ТН для силовых установок, выпускаемых в России и соседних странах.
4. Уровень реализуемых в продукте параметров, как правило, не ниже, чем у соответствующих зарубежных аналогов при лучшем соотношении «цена – качество».
5. Методологический подход может быть полезен и в других направлениях создания двигателей и лопаточных машин.

### Литература

1. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Лазарев А.В. и др. Использование информационных технологий при контрольно-исследовательских испытаниях турбокомпрессора на безмоторном стенде. Сб. трудов VI Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании, науке и производстве». –

Протвино. 2012.

2. Ханин Н. С., Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В., Лямцев Б. Ф. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. - М.: Машиностроение, 1991.
3. Hung Nguyen-Schafer. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers, Springer, 2013. ISBN3642350704.
4. Stemler E., Lawless P. The Design and Operation of a Turbocharger Test Facility Designed for Transient Simulation. SAE Technical Paper 970344, Detroit, 1997.
5. Baines Nicholas C. Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI. 2005. ISBN 0-933283-14-8.
6. Хак Г. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. пособие / Г. Хак, Лангкабель. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2003, – 351 с.
7. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом: – М.: Легион-Автодата. 2007.

### **Исследование теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса**

д.т.н. проф. Ковальногов В.Н., к.т.н. доц. Федоров Р.В., Генералов Д.А.  
Ульяновский государственный технический университет  
89061418884, [kvn@ulstu.ru](mailto:kvn@ulstu.ru), 89176220922, [r.fedorov@ulstu.ru](mailto:r.fedorov@ulstu.ru),  
89084755873, [dmgeneralov@mail.ru](mailto:dmgeneralov@mail.ru)

*Аннотация.* Рассматривается способ расчета теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса. Рассматривается возможность использования феномена газодинамической температурной стратификации для повышения эффективности систем охлаждения лопаток турбомашин. Приведена математическая формулировка нестационарной задачи расчета теплового состояния лопаток с учетом газодинамической температурной стратификации.

*Ключевые слова:* лопатки турбомашин, системы охлаждения, газодинамическая температурная стратификация, программно-информационный комплекс

### **Введение**

Совершенствование технологий сжигания топлива в газотурбинных двигателях и улучшение экономических показателей требует применения новых материалов, совершенствования систем охлаждения наиболее теплонагруженных элементов. Наибольшие температурные и механические нагрузки при повышении давления и температуры рабочего тела испытывают лопаточные аппараты. Начальная температура газа перед ГТУ возросла с 700 до 1500°C, начальное давление возросло с 0,6 до 3 МПа, при этом температура выходных газов увеличилась до 630°C, а объемная концентрация кислорода сократилась с 18 до 12% [2]. Если повышается жаропрочность материала лопатки, то чем больше интенсивность ее охлаждения, тем на большую величину может повышаться температура газа [5]. На разных этапах с целью оптимизации характеристик ГТУ проводились работы по использованию внешнего охлаждения воздуха на стадии его сжатия в компрессоре, регенерации теплоты уходящих газов и подогрев сжатого воздуха перед камерами сгорания, промежуточный перегрев газа при расширении. Снижение на 1% экономичности газовой турбины приводит к снижению полезной выходной мощности на 2 – 3% [2]. Совершенствование тепловых расчетов требует применения методов математического моделирования для получения информации о распределении температурных полей в лопатке. Применение численного моделирования необходимо для определения взаимодействия вязких и невязких течений, турбулентного теплообмена в условиях благоприятного и неблагоприятного градиентов давления, теплообмена во вращающихся каналах, отрыва пограничного слоя и т.д. Для обеспечения заданной точности определение коэффициента теплоотдачи должно выполняться максимально точно.