

6. Течение газа с подводом тепла вблизи внешней поверхности тела / Обзор БНТИ ЦАГИ. – 1971. - № 347.

7. Чесноков С.А. Химический турбулентный тепломассообмен в ДВС. - Тула: Тульский гос. ун-т, 2005. – 466 с.

ИННОВАЦИОННАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Боровиков А.В., Потемкина Т.В.

(Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики);

Симонов А.М.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Сегодня самую многочисленную группу в номенклатуре выпускаемых двигателей внутреннего сгорания составляют транспортные дизели, к которым кроме автотранспортных, в связи с ужесточением требований по эффективности работы на нерасчетных режимах, относят тепловозные и судовые, устанавливаемые на маневровые агрегаты и суда нового поколения типа «река – море». Поэтому повышение эффективности работы транспортных дизелей является крупной хозяйственной проблемой.

Одним из основных направлений, позволяющих форсировать транспортные дизели, увеличить их удельную мощность, обеспечить комплексное повышение показателей технического уровня, таких как топливная экономичность, компактность, надежность, экологическая безопасность, является высокоэффективный турбонаддув, осуществляемый турбокомпрессором, конструктивно состоящим из компрессора и турбины. Особая роль в конструкции отводится компрессору, как агрегату, выполняющему главную функцию. Поэтому под повышением эффективности работы компрессора следует понимать, прежде всего, повышение его к.п.д., пологость протекания нагрузочных характеристик и обеспечение равномерности подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Совершенствованием компрессоров турбонаддува занимаются многие ведущие предприятия и научные организации ряда отраслей. Однако, при больших достигнутых успехах многие задачи еще не решены, либо решены для конкретных моделей турбокомпрессоров и их элементов. По основным технико-экономическим характеристикам отечественные турбокомпрессоры наддува транспортных дизелей, так же как и характеристики самих дизелей [1] еще отстают от зарубежных аналогов. Рост давления наддува и к.п.д. ограничивается с одной стороны отсутствием современных технологий, с другой стороны малым числом глубоких научных работ, рекомендаций и обобщений. Имеющийся экспериментальный материал получен в постановке многопараметричности влияния без поэлементного исследования и анализа, что не позволяет сделать выводы о причинах повышения или снижения эффективности тех или иных элементов ступени. В глобальной постановке – отсутствует технология формирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля, позволяющая разрабатывать высокоэффективные агрегаты в широких диапазонах геометрических, газодинамических и режимных параметров.

В данном исследовании предлагается инновационная методика, включающая в себя несколько этапов:

1) параметрическая оптимизация ступени компрессора (входное и выходное устройство, осерадиальное полуоткрытое рабочее колесо, безлопаточный и лопаточный диффузоры) в условиях работы транспортного дизеля на номинальном режиме с учетом влияния числа Маха;

2) оптимизация характеристик лопаточного диффузора и ступени компрессора с учетом работы дизеля на нерасчетных режимах и нестационарности течения;

3) экспериментальная обработка ступени.

Оптимизацию параметров ступени компрессора турбонаддува в условиях работы дизеля на номинальном режиме можно условно разделить на два этапа:

1) газодинамический расчет и оптимизация основных геометрических и газодинамических параметров ступени;

2) профилирование и оптимизация форм лопаточных решеток. Оба этапа имеют важное значение для получения высокой эффективности проточной части.

Целью оптимизации является нахождение оптимального сочетания геометрических и газодинамических параметров ступени и ее элементов, обеспечивающего максимальный к.п.д. ступени на заданном расчетном режиме. В общем случае решение задачи оптимизации включает в себя совместное определение параметров ступени в основных характерных сечениях проточной части компрессора с нахождением оптимальной формы проточной части каждого элемента и определением его коэффициента потерь. Задаваемые на этапе газодинамического расчета параметры элементов ступени и величины коэффициентов потерь, характеризующие их эффективность, влияют на форму проточной части. Поэтому, значения коэффициентов потерь элементов сформированной проточной части, найденные с помощью расчетной модели, сравниваются с заданными. Для ступени компрессора турбонаддува транспортного дизеля, при условии автомодельности проточной части по числам Рейнольдса и заданном втулочном отношении рабочего колеса, определяющими газодинамическими параметрами, влияющими на эффективность элементов, являются: коэффициент теоретического напора ψ_T , условный коэффициент расхода Φ_p , диффузорности и числа Маха в сечениях. При этом полагается, что каждому сочетанию указанных параметров соответствует оптимальная форма лопаточной решетки, построение которой при фиксированном входе и выходе производится по задаваемому оптимальному распределению скоростей невязкого потока. Одновременно для всех элементов ступени с использованием методов расчета выполняется исследование с использованием программного комплекса STAR-CD, которое включает в себя следующие действия: для выполнения расчетов по задаваемым параметрам производится построение трехмерной модели проточной части, затем исследуемая область разбивается "сеткой". По определенным газодинамическим параметрам и граничным условиям осуществляется численное моделирование течения в элементах проточной части компрессора. Течение моделируется на основе решения системы пространственных стационарных уравнений Навье - Стокса для сжимаемого газа, турбулентные характеристики течения рассматриваются в рамках $K-\epsilon$ модели для больших чисел Рейнольдса. В свою очередь, расчетные модели базируются на уточненной физической модели течения, полученной в результате экспериментального исследования структуры потока и визуализацией низкоэнергетических зон на межлопаточных поверхностях элементов ступени компрессора, включая уточнение картины течения в осевом зазоре между колесом и корпусом.

Анализ исследований показывает, что эффективная работа на ненормальных режимах может быть обеспечена рациональным распределением нагрузки по ло-

паткам рабочего колеса: отсутствие пика скорости на задней стороне на входе и отсутствие участков с сильной местной диффузорностью, а также умеренной средней кривизной меридионального контура при относительной осевой длине проточной части $\bar{l}_z = 0,28 \dots 0,36$ ($\Phi_p = 0,06 \dots 0,1$). Для уменьшения стеснения потока и устранения участков с сильной местной диффузорностью на входе в колесо целесообразно несколько повышать нагрузку на входе по сравнению с нагрузкой на выходе; при этом на входном участке вращающегося направляющего аппарата длиной $\bar{l} = 0 \dots 0,15$ принимается нагрузка $\Delta \bar{w}_{\text{вх.н.а.}} = 0,28 \dots 0,3$; на выходе вращающегося направляющего аппарата $\Delta \bar{w}_{\text{вых.н.а.}} = 0,14 \dots 0,16$; на средней осесимметричной поверхности тока средняя нагрузка $\Delta \bar{w}_{\text{ср.н.а.}} = 0,2 \dots 0,25$; в радиальной части $\Delta \bar{w}_{\text{ср.рад.}} = 0,38 \dots 0,4$.

Для уменьшения потерь, связанных с отрывом потока на задней стороне лопаток на выходе, а также потерь на участке изменения осевого направления потока на радиальное следует снижать уровень скоростей в проточной части на участке длиной $\bar{l} = 0,8$. С этой целью на участке решетки $\bar{l} = 0 \dots 0,5$ необходимо ограничивать диффузорность потока на задних сторонах лопаток в пределах $1,2 \dots 1,3$, сохранять пониженный уровень скоростей до координаты $\bar{l} = 0,8$, после которой задавать изменение средней скорости до заданной путем уменьшения $\bar{b}(\bar{l})$.

Для лопаточного диффузора эффективная работа обеспечивается следующим распределением нагрузки по лопаткам: отсутствие или минимальный пик скорости на входе $\bar{l}_0 = 0,22 \dots 0,25$ задней стороны с последующим безотрывным замедлением и максимальным смещением точки отрыва на передней стороне к выходу, выбором густоты решетки в интервале $l/t = 2 \dots 2,3$, увеличением ширины диффузора на выходе до $b_4/b_3 = 1,1 \dots 1,3$, ограничением углов атаки на входе в диффузор значениями $i \leq 7 \dots 10^\circ$ для предотвращения сильных нестационарных возмущений и равномерной подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Экспериментальная обработка компрессорной ступени с целью получения максимального к.п.д. и плавности характеристик в широком диапазоне режимных параметров включает в себя варьирование положением меридионального контура рабочего колеса и расположения неподвижных элементов и выполняется на этапе стендовых испытаний у заказчика.

Разработанная инновационная технология формирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля внедрена в производство в СКБТ и ПО «Пенздизельмаш» (Пенза) при модернизации турбокомпрессоров ряда ТК: ТК-21, ТК-23, ТК-26, ТК-30, ТК-34, ТК-35, ТК-41 на параметры: отношение давлений $\pi_k = 2 \dots 3,5$, производительность $m = 2,3 \dots 5,7$ кг/сек. для дизелей мощностью $1000 \dots 3000$ л.с. Сегодня данные турбокомпрессоры выпускаются серийно, их уровень соответствует мировому. В результате внедрения разработанной методики к.п.д. компрессоров повышен на $3 \dots 5\%$, удельный расход топлива дизелей снижен на $3 \dots 4$ г/кВт·час. Разработана конструкция проточной части компрессора нового турбокомпрессора ТК-35В-08с параметрами: $\pi = 2,66$; $m = 5,34$ кг/сек. Данный турбокомпрессор изготовлен, испытан, выпускается серийно и является на сегодняшний день одним из лучших российских наддувочных агрегатов по обеспечению параметров транспортного дизеля и эффективности ($\eta_k = 0,84$) [2]. Полученные результаты представляют интерес и для смежных отраслей компрессоростроения.

Выводы:

1) разработанная методика проектирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля включает комплекс авторских методик расчета эффективности элементов проточной части, известных адаптированных методик расчета течений, авторский атлас экспериментальных характеристик модельных ступеней для чисел Маха $M_U = 0,8 \dots 0,9$ и реально используется для проектирования промышленных образцов до значений $M_U = 1,2 \dots 1,3$.

2) структура методики позволяет осуществлять ее постоянное совершенствование и расширение диапазона использования с учетом новых данных по физике движения воздушного потока и влияния критериев подобия (M, Re).

Литература:

1. Бондарь В.Н., Малоземов А.А. Технический уровень, состояние производства и перспективы развития дизельных двигателей для промышленных тракторов в Российской Федерации // Труды МНТК «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» – Челябинск: ЮурГУ, 2003, С. 20-22.

2. Боровиков А.В., Симонов А.М., Гнездилов С.М. Влияние гидравлических потерь в компрессоре турбонаддува на характеристики транспортного дизеля // Двигателестроение, 2006. – № 3. – С.16–19.

РАСЧЁТ РАЦИОНАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВПУСКНЫХ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Адамия Р.Ш., Манджавидзе А.А., Натриашвили Т.М.
(Институт механики машин АН Грузии)

Одним из перспективных направлений улучшения технико-экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является совершенствование газоздушного тракта (ГВТ). Определяющими в формировании аэродинамических характеристик всего ГВТ являются впускные и выпускные каналы ДВС, так как именно на этих участках, сосредоточены основные газодинамические потери. Кроме того от структуры течения воздуха во впускном канале в большой мере зависит процесс смесеобразования в дизельных двигателях [1].

Создание адекватной математической модели, описывающей трёхмерное нестационарное движение газа, пригодной для численной оптимизации профилей впускных и выпускных каналов ДВС, является весьма сложной задачей.

Несмотря на возрастающие возможности вычислительной техники, проведение оптимизации путём непосредственного решения дифференциальных уравнений описывающих нестационарное трёхмерное течение, является проблематичным. В связи с этим в настоящей работе разработана эквивалентная одномерная математическая модель, которая учитывает основные особенности трёхмерного течения.

Система дифференциальных уравнений описывающих трёхмерное нестационарное течение трёхмерного газа имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \text{Уравнение непрерывности} & \quad \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \\
 \text{Уравнение Эйлера} & \quad \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial \tau} = \operatorname{grad} P \\
 \text{Уравнение энергии} & \quad \rho \frac{de^*}{dt} = \operatorname{div}(\vec{p} \cdot \vec{v}) + \operatorname{div}(\vec{k} \cdot \operatorname{grad} T)
 \end{aligned} \tag{1}$$