Боровиков Александр Владимирович. Улучшение эксплуатационных показателей компрессоров турбонаддува транспортных дизелей оптимизацией газодинамических, геометрических и режимных параметров : Дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.02 СПб., 2005 376 с. РГБ ОД, 71:06-5/37

**Государственное образовательное учреждение высшего**

**ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**Санкт-Петербургский государственный АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**



*На правах рукописи*

***Боровиков Александр Владимирович***

***Улучшение эксплуатационных показателей***

***КОМПРЕССОРОВ ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНЫХ***

*ДИЗЕЛЕЙ ОПТИМИЗАЦИЕЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ*

***Специальность*** *05.04.02* ***- «Тепловыедвигатели»***

**Диссертация**

**НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

**Научный консультант:**

**ЗАСЛУЖЕННЫЙ ДЕЯТЕЛЬ НАУКИ И ТЕХНИКИ РФ, ДОКТОР ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК, профессор А.В. Николаенко**

Санкт-Петербург

2005

***СОДЕРЖАНИЕ***

[ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ 4](#bookmark7)

ВВЕДЕНИЕ 6

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ 15
2. РАСЧЕТНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ *.16*
   1. Физическая модель течения и потерь

В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА 76

* 1. Методика параметрической оптимизации ступени 89
  2. Расчетная модель течения

в осерадиальном полуоткрытом колесе 92

* 1. Расчетная модель течения в диффузоре 99
  2. Методика расчета потерь в элементах

проточной части компрессора 101

* 1. Методика расчета коэффициента теоретического

напора осерадиального полуоткрытого колеса 104

* 1. Методика расчета характеристики лопаточного диффузора по задаваемому экспериментальному

входному профилю скорости 107

1. МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 111
   1. Методика модельного эксперимента 113
      1. Описание экспериментальной установки 113
      2. Измерительная аппаратура 117
      3. Контрольные сечения, схемы замеров

и измеряемые параметры 118

* + 1. Результаты наладочных испытаний 120
    2. Осреднение параметров 126
    3. Обработка экспериментальных данных 127
    4. Оценка погрешностей результатов

экспериментальных исследований 130

* 1. Методика визуализации течений

в лопаточных элементах компрессора 132

* 1. Методика экспериментального исследования нестационарных процессов в лопаточном диффузоре 135
  2. Методика стендовых испытаний промышленных образцов 137

з

1. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕЧЕНИЙ

В ОСЕРАДИАЛЬНОМ ПОЛУОТКРЫТОМ РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ 145

* 1. ВЛИЯЫИЕ ФОРМЫ ЛОПАТОЧНОЙ РЕШЕТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

НА ЕЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВО 147

* 1. Влияние газодинамических, геометрических

И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА 165

* 1. Влияние на характеристики рабочего колеса осевого

ЗАЗОРА С КОРПУСОМ 229

1. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ ДИФФУЗОРОМ 240

* 1. Характеристики безлопаточных диффузоров 240
  2. Характеристики ступеней с безлопаточными диффузорами 251
  3. Атлас характеристик двухзвенных модельных компрессорных ступеней турбонаддува транспортных дизелей

с безлопаточными диффузорами 257

1. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

С ЛОПАТОЧНЫМ ДИФФУЗОРОМ 266

б. 1. Влияние газодинамических, геометрических и режимных

параметров на эффективность лопаточного диффузора 266

1. Влияние параметров на эффективность лопаточного диффузора в условиях работы транспортного дизеля

на неноминальном режиме 273

1. Результаты исследования нестационарных процессов

в лопаточном диффузоре 287

1. РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБРАЗЦОВ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОНАДДУВА

ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 290

* 1. Методика проектирования проточной части компрессора 290
  2. Технология изготовления пространственного осерадиального полуоткрытого рабочего колеса

на многокоординатном фрезерном станке типа КМЦ-600-13 299

* 1. Достигнутое улучшение эксплуатационных показателей компрессоров турбонаддува транспортных дизелей 313

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 341

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 347

ПРИЛОЖЕНИЕ 370

***ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ***

1. **Геометрические параметры: *D,*** м **-** диаметры характерных сече­ний проточной части; л-, *у, z* - обозначение осей в декартовой системе ко­ординат; *г, и, ер -* обозначение осей в цилиндрической системе координат; *х, у*, *(р* - обозначение осей в криволинейной ортогональной системе коор­динат; *Ь,* м - ширина канала в меридиональной плоскости; *t, м -* шаг решет­ки профилей; *z*, шт. - число лопаток; *5*, м - толщина лопатки, зазор между лопатками рабочего колеса и корпусом; *р*,,, град. - угол между средней ли­нией профиля лопаток рабочего колеса и обратным направлением оси *и; у,* град. - угол наклона меридиональной линии тока к оси *z*; *R*, м - радиус кри­визны.
2. **Кинематические, аэродинамические, термодинамические и ме­ханические параметры:** *а,* м/с - скорость звука; с, м/с - абсолютная ско­рость; *W,* м/с — относительная скорость; *и,* м/с - переносная скорость; С,., С„, *С.,* м/с - проекции скоростей на оси координат; *а*, град - угол между векто­ром абсолютной скорости и осью *и*; *р,* град - угол между вектором относи­тельной скорости и направлением, обратным оси *и*; *і*, град - угол атаки по­тока; *п*, об/мин. - скорость вращения ротора; *со*, рад/с - угловая скорость вращения ротора; *ha,* /з,., *hr,* Дж/кг - политропный, внутренний, теоретиче­ский напоры ступени; *Р,* Па - статическое давление; *Р*', Па - полное давле­ние; Г, °К - термодинамическая температура; *Т\* °К - полная температура; /17, кг/с - массовый расход воздуха; *V* , м'/с - объемный расход воздуха; *р,* кг/м3 - плотность воздуха; к, м2/с - кинематическая вязкость воздуха; *и.* кг/м.с - динамическая вязкость воздуха; ***R*** , Дж/кг.град - газовая постоянная; *к ~* показатель адиабаты; *п* - показатель политропы; С , Дж/кг.град -- удель­ная теплоемкость.
3. **Безразмерные** параметры: ***Мг* -** число Маха по абсолютной скоро­сти; *М и* - число Маха по относительной скорости; *М„ -* число Маха по с ко- рости *а*; Re - число Рейнольдса; 77\* - политропный к.п.д. по полным пара­метрам; *4J‘* - коэффициент политропного напора по полным параметрам; *xVj -* коэффициент внутреннего напора ступени; LF,. - коэффициент теоретиче­ского напора ступени; *ф* - коэффициент расхода (условный); *ср* - коэффици­ент расхода; w, *lw2* - потоковая диффузорность; *є* - отношение плотностей; Q; - степень реактивности колеса; *п* - отношение давлений; *ц* - коэффици­ент уменьшения теоретического напора; *£ —* коэффициент потерь; *£,* - коэф­фициент восстановления статического давления; *jimp* - коэффициент диско­вого трения; г - коэффициент стеснения; *1 -* длина меридионального конту­ра.
4. Индексы подстрочные: 0,1,2... - порядковые номера характерных сечений проточной части; *вт.* - втулочный; *ад. -* адиабатный; *з -* задняя сто­рона лопатки; *к* - конечный; *кр.* - критический; *л* - лопаточный; *и -* на­чальный, наружный; *огр.* - ограничивающая поверхность; *опт.* - оптималь­ный; *отр. -* отрывные потери; *п* - передняя сторона лопатки, политропный; *проф.* - профильные потери; *пер.* - периферия; *р* - расчетный; *ср.* - среднее; *см.* - смешения потери; *Т.* - теоретический; *тр.* - трения потери; *экс.* - экс­периментальный; max - максимальный; min - минимальный; *п -* нормальная составляющая; *х, у, u, z, г -* проекции на оси координат.
5. Индексы надстрочные: \* - параметр торможения; / - с учетом стес­нения потока лопатками; *—\** - вектор; — линейный размер, отнесенный к *D2,* скорость, отнесенная к ***и2.***

Не представленные сокращения и условные обозначения поясняются в

***ВВЕДЕНИЕ***

Основой для развития производства в сегодняшней России является интенсивное внедрение в отрасли хозяйства новых технологий получения конкурентоспособной продукции, средств транспорта, автоматизации и ме­ханизации, в том числе оснащенных современными дизельными двигателя­ми, составляющими по мощности основу парка агрегатов внутреннего сгора­ния. Вследствие этого вопрос повышения их технико-экономического уровня имеет важное хозяйственное значение, решением которого заняты профиль­ные научно-исследовательские и конструкторские организации, промышлен­ные предприятия [16, 17, 18, 37, 42, 57, 73, 91, 98, 101, 155].

Самую многочисленную группу в номенклатуре выпускаемых дизелей составляют транспортные, к которым относят сегодня автотракторные, теп­ловозные и судовые дизели. Это обусловлено, прежде всего, развитием рос­сийской и мировой хозяйственных инфраструктур. Так, строительство пор­товых терминалов и транспортных сетей требует кроме магистральных теп­ловозов большого числа маневровых, кроме морских судов - судов нового класса «река-море». Поэтому требования, предъявляемые к автотракторным дизелям и заключающиеся в обеспечении эффективной работы на нерасчет­ных режимах, распространяются и на дизели вышеперечисленных транс­портных средств. Кроме того, согласно исследованиям Государственного НИИ промышленных тракторов [16], в настоящее время большинство фирм выпускает дизели универсального назначения, т.е. дизели, которые после не­больших конструктивных изменений и регулировок можно устанавливать на промышленные и сельскохозяйственные тракторы, грузовые автомобили, ав­тобусы, грейдеры и другие дорожно-строительные машины, использовать в качестве судовых и промышленных.

Достигнутый к настоящему времени мировой уровень развития конст­рукций тракторных дизелей и дизелей универсального назначения характери­зуется высокими показателями ресурса, низкой удельной массой (2,3...2,5кг/кВт), максимальным эффективным к.п.д. (0,46...0,48), минималь­ным удельным расходом топлива (205-215г/кВт-ч). Отечественные двигатели [16] (Д-180, В-31М2, В-35ИН и др.) отстают от зарубежных аналогов по ос­новным параметрам, характеризующим технический уровень: частота вра­щения меньше в 1,43... 1,68 раза; литраж больше в 1,31...2,66 раза; литровая мощность меньше в 1,31...2,36 раза.

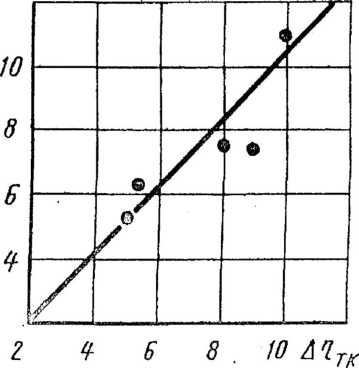
Одним из основных направлений, позволяющих форсировать транс­портные дизели, увеличить их удельную мощность, обеспечить комплексное повышение показателей технического уровня (топливная экономичность, компактность, надежность, экологические качества) является высокоэффек­тивный турбонаддув. Во второй половине XX века, в период интенсивного внедрения турбонаддува в конструкцию транспортного дизеля рост степени повышения давления ограничивался значениями тск <2,7 из-за опасности снижения индикаторного К.П.Д. двигателя Г);, либо чрезмерного увеличения максимального давления цикла с ухудшением приемистости на нерасчетных режимах. В последние годы произошла значительная диверсификация конст­руктивных и технологических решений, способствующих совершенствова­нию рабочего процесса в самом дизеле. Современные транспортные дизели при высоком турбонаддуве имеют высокий индикаторный к.п.д., хорошую приемистость на нерасчетных режимах. Максимальное давление цикла воз­росло до Pz=15 МПа. Сегодня, при гармоничности работы всех агрегатов транспортного дизеля, остро обозначена проблема повышения экономично­сти турбокомпрессора (прежде всего повышение эффективности работы компрессора) при одновременных требованиях к снижению массогабаритных параметров, повышению надежности и экологической безопасности [38, 40, 65, 82, 83, 89, 93, 101, 103, 106]. Под повышением эффективности работы компрессора следует понимать, прежде всего, повышение его к.п.д., поло­гость протекания нагрузочных характеристик и равномерность подачи рабо­чего тела в цилиндры дизеля.

Известно, что снижение к.п.д. компрессора г)к при условии обеспечения требуемого давления наддува Рк приводит к необходимости повышения дав­ления перед турбиной Рт, а это ухудшает продувку камер сгорания цилиндров дизеля и ведет к снижению коэффициента наполнения *r\v.* К.п.д. компрессора во многом определяет топливную экономичность транспортного дизеля. Ис­следование НАМИ показывает, что рост к.п.д. турбокомпрессора определяет снижение затрат на совершение насосных ходов транспортного дизеля и зна­чительно повышает его топливную экономичность (рис. В.1) [162].

Повышение к.п.д. турбокомпрессора, как указывалось выше, определя­ет положительный перепад давлений Р,/Рт, снижение температуры рабочего тела на выходе компрессора (в совокупности с отводом теплоты в холодиль­нике) и снижение в результате температуры выпускных газов. В современ­ных транспортных дизелях температура выпускных газов снижена от значе­ния Тг^ЮОО0 К до Тг < 850° К. Это позволяет значительно повысить надеж­ность всей цилиндропоршневой группы дизеля.

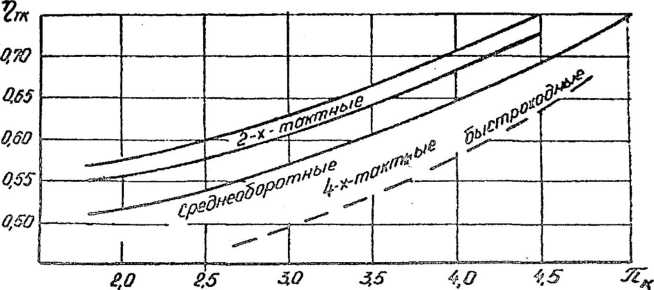
С максимальной температурой рабочего процесса в двигателе связана токсичность отработавших газов [13, 27, 28, 59, 84, 85, 117, 149, 162]. Из раз­личных ее компонентов канцерогенными и, одновременно, трудно нейтрали­зуемыми являются, окислы азота, формирующиеся в основном в зонах мак­симальных температур рабочего цикла. Высокоэффективный турбонаддув позволяет снизить максимальную температуру цикла путем увеличения ко­эффициента избытка воздуха *а,* охлаждения наддувочного воздуха, интенси­фикации турбулизации заряда, повышения дисперсности распыливания топ­лива, улучшения смесеобразования. Исследования НАМИ показывают, что турбонаддув, способствуя повышению как *а*, так и интенсификации сгора­ния, может рассматриваться как средство не только уменьшения дымности, но и снижения содержания токсичных выбросов. Видимая дымность отрабо­тавших газов является лишь одним проявлением этих выбросов, не имеющих прямой корреляции с суммарным содержанием в отработавших газах несго­ревшего углерода. Частицы последнего аккумулируют многочисленные про-

***Д****0****Є,*** *2****/(кВт- V)***



**Рис. В.1.** Обобщенная зависимость влияния к.п.д. турбокомпрессора

НА УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ [162].



**Рис. В.2.** Зависимость необходимого уровня к.п.д. ТУРБОКОМПРЕССОРА ОТ СТЕПЕНИ НАДДУВА **[123].**

дукты неполного окисления и полимеризации топлива, являющиеся канцеро­генными. Поэтому в основных мероприятиях, обеспечивающим дизельным автотракторным двигателям выполнение международных требований по ток­сичности (Евро-2,3,4), определенных постановлением Госстандарта РФ от 26.05.1999г. №184, оптимизации турбонаддува отведено ведущее место: 1 - топливная аппаратура; 2 - камера сгорания; 3 - система газораспределения; 4 - *турбонаддув',* 5 - цилиндропоршневая группа; б - система рециркуляции ОГ; 7 - система регулирования степени сжатия; 8 - топливо; 9 - система ней­трализации ОГ,

Другим важным требованием для современного турбокомпрессора, кроме высокого к.п.д., является пологость нагрузочной характеристики и ма­лая чувствительность к числу Маха, т.к. эффективность работы транспортно­го дизеля во многом зависит от того, в какой мере турбокомпрессор обеспе­чивает воздухом двигатель на низких скоростных и нерасчетных режимах работы. Данный процесс обеспечивается слаженной работой нескольких аг­регатов дизеля [5, 20, 22, 78, 81, 99, 111, 116, 119, 121]. Прежде всего, при­способляемость транспортного дизеля на нерасчетных режимах осуществля­ется регулированием турбины турбокомпрессора и гидравлической оптими­зацией цикловой подачи топлива. Высокоэффективная работа компрессора на нерасчетных режимах обеспечивается оптимизацией лопаточных решеток элементов проточной части, взаимодействием элементов между собою и оп­тимизацией контура самой проточной части.

Высокоэффективная работа транспортного дизеля во многом зависит от равномерности подачи рабочего тела в цилиндры двигателя. Известно, что аэродинамические процессы в системе компрессор-двигатель формируются в условиях интенсивного подвода энергии возмущений потока. В широко рас­пространенных, особенно в России, восьмицилиндровых транспортных дизе­лях возмущения отбора воздуха в цилиндры имеют «аритмичный характер». Исследования НАМИ, ЦНИДИ, ГосНИИПТ и др. показывают, что неравно­мерность зарядов по цилиндрам может достигать 10%. Среди негативных по­следствий данной неравномерности наряду со снижением топливной эконо­мичности могут быть отмечены теплонапряженности деталей отдельных ци­линдров, повышение токсичности, связанное с ростом температур рабочего тела в них, увеличение содержания углерода, дымности отработавших газов. Последнее обусловлено тем, что уменьшение зарядов тех или иных цилинд­ров при равномерной подаче топлива приводит к локальному снижению ко­эффициента наполнения *а,* вызывающему рост дымности газов, вытесняемых из соответствующих цилиндров. Для уменьшения последствий пульсаций рабочего тела на входе в цилиндры используют различные конструктивные решения, которые дают определенный эффект, но не устраняют саму причи­ну. Поэтому требования к высокоэффективному компрессору турбонаддува транспортного дизеля, как источнику возмущений заключается в разработке конструкций проточной части с наименьшей степенью нестанционарности течения и недопущении вращающегося срыва на режимах нерасчетной рабо­ты.

В решении вышеобозначенных проблем, являющихся значительными хозяйственными проблемами, ввиду массового производства исследуемых объектов, принимают активное участие непосредственные разработчики но­вых конструкций транспортных дизелей - российские отраслевые НИИ и КБ, такие как НАМИ, НАТИ, ЦНИДИ, ЦНИИМ, НИИД, Гос. НИИПТ и др., высшие учебные заведения, такие как СПбГПИ, СПбГАУ, МВТУ, ЮуРГУ и др. Поскольку базовым специализированным агрегатом дизелей с турбонад­дувом является турбокомпрессор, то при его отработке используются резуль­таты исследований лопаточных машин с учетом транспортной эксплуатации отраслей авиастроения, тепловозостроения, судостроения и общекомпрес­сорного машиностроения. Огромный вклад в разработку конструкций турбо­компрессоров наддува транспортных дизелей, научные исследования и про­изводство вносят российские предприятия: СКБТ (Пенза), Турбомоторный завод (Екатеринбург), Турботехника (Протвино), ЧТЗ (Челябинск), КамАЗ (Набережные Челны), ЯМЗ (Ярославль), и др. и зарубежные фирмы: Asea

Brown Boveri (Швейцария), MAN, SKL, KKK, KBB (ФРГ), Burmeister Wain (Дания) Pielstick (Франция), Wartsila Vassa (Финляндия), Mitsubishi (Япония), Napier, Holset, Schwitzer (Великобритания), Elliott, Garrett (США) и другие.

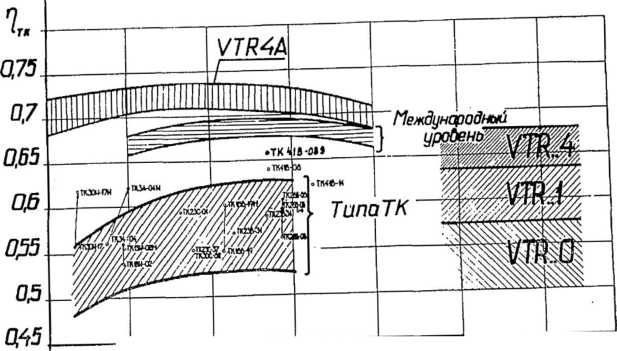
Производство турбокомпрессоров, в том числе для наддува транспорт­ных дизелей, в промышленно развитых странах характеризуется высокой ориентированностью на внешний рынок. Экспорт от общего объема в США и Великобритании составляет 30...40%, во Франции 35...40%, в ФРГ 60...70%. [132]. Сегодняшняя ситуация на рынке характеризуется обострением конку­рентной борьбы и интенсивным совершенствованием продукции. За послед­нее десятилетие исчезли с рынка бывшие гиганты турбокомпрессорострое- ния Clark, Worthington, Joy и др., уступив место новым фирмам, более дина­мично реагирующим на новые требования. Сегодня длительность цикла: ис­следования - разработка - внедрение составляет для турбокомпрессоров с абсолютной принципиальной новизной - 12... 13 лет; с относительной прин­ципиальной новизной (с новизной для данной фирмы при наличии принци­пиальных аналогов у других) - 6.5 лет, обновление моделей без внесения су­щественных изменений в конструкцию - 5 лет; выпуск типоразмеров и мо­дификаций в рамках поля параметров - 1.. .2 года.

По основным технико-экономическим характеристикам отечественные турбокомпрессоры наддува дизелей, так же как и характеристики самих ди­зелей [16, 123], еще отстают от зарубежных аналогов (рис. В.З). Рост давле­ния наддува и к.п.д. (рис. В.2) ограничивается с одной стороны отсутствием современных технологий, с другой стороны ограниченным числом глубоких научных проработок, рекомендаций и обобщений. На рис. В.4 показана для примера характеристика серийно выпускаемого компрессора турбонаддува транспортного дизеля ТКР-23Н-2Б [153]. Видно, что резервы для повышения напорности и экономичности турбокомпрессора значительны.

В связи с вышеизложенным цель настоящей работы заключается в раз­работке усовершенствованных методов расчета и проектирования центро­бежных ступеней компрессоров турбонаддува транспортных дизелей с осе-

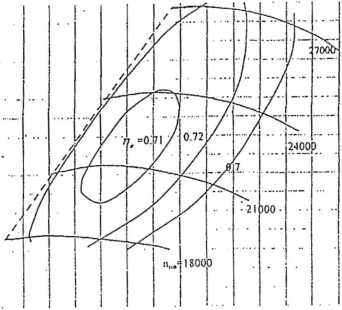
fat

*20 25* ДО ЗД *Т[>-*



*(\**

**Рис. В.З.** Сравнительный уровень эффективности ВЫПУСКАЕМЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ **[123].**



15

**Рис. В.4.**

Характеристика турбокомпрессора **ТКР-23-Н-2Б [153].**

радиальными полуоткрытыми рабочими классами с безлоиаточными и лопа­точными диффузорами, включая выработку обобщенных рекомендаций по выбору оптимальных газодинамических и конструктивных параметров сту­пеней базирующихся на созданной физической и расчетной моделях течения вязкого потока и потерь в элементах и создание на этой основе базовых про­точных частей с высокими показателями напорности, расходности и эконо­мичности.

В 1 главе проведен обзор работ по физическим и расчетным моделям течения и потерь в проточной части центробежных ступеней компрессоров турбонаддува транспортных дизелей с осерадиальными полуоткрытыми ра­бочими колесами, лопаточными и безлопаточными диффузорами, рассмотре­ны результаты их экспериментального исследования, методы проектирова­ния на основе аэродинамического анализа, определены цель и задачи иссле­дования. Во 2 главе представлен расчетно-методический комплекс для опти­мизации и проектирования проточных частей компрессоров турбонаддува транспортных дизелей, включающий физическую модель течения, и потерь в проточной части компрессора, методику параметрической оптимизации сту­пени, расчетные модели течения и методики расчета параметров. В 3 главе изложена методика комплексного экспериментального исследования ком­прессоров турбонаддува, включающая модельные исследования, физический эксперимент и стендовые испытания промышленных образцов. В 4, 5 и б главах представлены результаты теоретических и экспериментальных иссле­дований течений в осерадиальном полуоткрытом рабочем колесе и ступеней компрессора турбонаддува с лопаточными и безлопаточными диффузорами, проведено сравнение экспериментальных данных с расчетными, выработаны рекомендации и проведены обобщения. В 7 главе показано использование полученных результатов в промышленности. В заключении сформулированы основные выводы настоящей работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате оптимизации газодинамических, геометрических и ре­жимных параметров компрессоров турбонаддува транспортных дизелей с осерадиальными полуоткрытыми рабочими колесами, лопаточным и безло- паточным диффузором значительно улучшены их эксплуатационные показа­тели в условиях работы на номинальных и неноминальных режимах, в том числе при повышенных числах Маха и с учетом нестационарности подачи воздуха в цилиндры дизеля: к.п.д. компрессоров турбонаддува повышен на

1. .6% по сравнению с существующими отечественными аналогами и соот­ветствует современному мировому уровню; снижен на 3.. .4 г/кВт ч удельный расход топлива дизеля, повышены его надежность и экологическая безопас­ность.

При выполнении работы получены следующие результаты:

1. Уточнена физическая модель течения и потерь в проточной части лопа­точных элементов компрессора турбонаддува транспортных дизелей на основе физических экспериментов по визуализации низкоэнергетических зон в осерадиальных полуоткрытых рабочих колес различной напорности на режимах реальной нагрузки с учетом наличия осевого зазора между корпусом и рабочим колесом и в лопаточном диффузоре с пониженной радиальной протяженностью, характерной для турбокомпрессоров надду­ва автотракторных дизелей, на режимах номинальной и неноминальной нагрузки. Определено, что отрыв потока на задней стороне лопатки осера­диального полуоткрытого рабочего колеса происходит на всех режимах у колес различной напорности с формированием течения типа «струя-след», увеличение напорности рабочего колеса смещает точку отрыва вверх по потоку, локальные отрывные зоны образуются прямо на входе рабочего колеса в пространственном вращающем направляющем аппарате и зави­сят от распределения нагрузки в лопаточной решетке и режима работы; перетечки в осевом зазоре между рабочим колесом и корпусом на осевом участке минимальны и увеличиваются с ростом радиуса рабочего колеса;

все сечение на входе в лопаточный диффузор в меридиональной плоско­сти занято вязким потоком.

1. Расчетно-методический комплекс для оптимизации и проектирования проточной части компрессоров турбонаддува транспортного дизеля, со­держащий авторские и известные адаптированные методики, в отличие от имеющихся отдельных методик, позволяет реально проектировать высо­коэффективные проточные части и основан на предположениях и допу­щениях, полученных в результате анализа физической модели течения и потерь.
2. Использование методики комплексного экспериментального исследования компрессоров турбонаддува транспортных дизелей, включающей поэле­ментные модельные и физические исследования, исследования нестацио­нарных процессов и стендовые испытания промышленных образцов по­зволило с необходимой научной глубиной провести поэлементные иссле­дования проточной части компрессора и идентифицировать расчетные модели.
3. Авторская методика расчета коэффициента теоретического напора на ос­нове схемы течения «струя-след» с определением ширины зоны отрыва по результатам расчета распределения скоростей в решетке и параметров по­граничного слоя, по сравнению с имеющимися, применима для осеради­альных полуоткрытых рабочих колес с произвольной геометрией выхода лопаток и хорошо согласуется с опытными данными.
4. Расчетные исследования, выполненные в соответствии с разработанной методикой расчета потерь в осевом зазоре между рабочим колесом и кор­пусом, качественно совпали с экспериментальными в интервале значений <5/6, =0,015...0,126. В диапазоне от <5=0,05 до <5=0,126 падение к.п.д. ра­бочего колеса значительное и составляет 3...4%, причем большим вели­чинам осевого зазора соответствует большая скорость падения парамет­ров. Оптимальный зазор определяется значениями <5 =0,04...0,06. Резуль­таты модельного эксперимента хорошо согласуются с результатами физи­

ческого. Падение к.п.д. рабочего колеса более интенсивное, чем падение коэффициента теоретического напора, что говорит об увеличении коэф­фициента потерь с ростом низкоэнергетических зон. Созданная на базе расчетной модели с использованием результатов физического и модельно­го экспериментов математическая модель потерь в осевом зазоре учиты­вает влияние вращения рабочего колеса и кривизну канала, количественно совпадает с опытными данными и реально используется в промышленно­сти.

1. Созданные в результате оптимизации конструкции проточных частей вы­сокоэффективных осерадиальных полуоткрытых базовых рабочих колес использованы для построения параметрических рядов турбокомпрессоров в диапазонах значений параметров: коэффициент расхода Фр =0,06... 0,1; коэффициент теоретического напора *у/т* =0,7...0,9; потоковая диффузор- ность w,/w2=1,2...1,4. Определено, что эффективность рабочего колеса за­висит от аэродинамического совершенства лопаточной решетки и влияния газодинамических, геометрических и режимных параметров. В частности: при задании распределения нагрузки невязкого потока по лопаткам рабо­чего колеса большую нагрузку необходимо сосредоточить в радиальной части, а в осевой части желательно сместить увеличение нагрузки ко вхо­ду, чтобы уменьшить скорость потока при переходе из осевого направле­ния в радиальное; при формировании меридионального контура рабочего колеса желательно иметь развитый в осевом направлении вращающий на­правляющий аппарат до значения —0,3 0,35 и плавную конфигурацию

периферийной линии с возможно большим радиусом кривизны, что по­зволяет существенно снизить уровень скоростей в межлопаточном канале; с учетом баланса между профильными потерями и потерями на ограничи­вающих поверхностях и уровня относительной скорости на входе рабоче­го колеса общие потери минимальны в окрестности ФР=0,08; с учетом ба­ланса между уровнем напорности колеса и уравнением профильных по­

терь можно принять у/т[,опт=0,78...0,8; с учетом баланса между уровнем профильных потерь и последующих потерь в неподвижных элементах оптимальный интервал значений потоковой диффузорности w,/w2 =1,2... 1,4. Использование рекомендуемой оптимизации позволяет получить значения к.п.д. *г*/'пм =0,93...0,94.

1. Сформирован атлас экспериментальных характеристик двухзвенных сту­пеней турбонаддува с безлопаточными диффузорами в диапазонах значе­ний: Фр =0,06... 0,1; ул,. =0,7... 0,9; w,/w2=l,2.. .1,4; *Ми* =0,6... 0,78;

Д,=1,6...1,8; 17п, =0,92...0,94; 77^,^4 =0,87.. .0,88. Определено, что уменьше­ние потоковой диффузорности в рабочем колесе ниже w,/w2=l,3 умень­шает потери в колесе, но увеличивает потери в безлопаточном диффузоре. С учетом баланса между ростом коэффициентов потерь в безлопаточном диффузоре и повышением коэффициента восстановления статического давления определен оптимум радиальной протяженности диффузора, со­ставляющий значения £>4=1,6... 1,7. При этом обеспечивается высокая эф­фективность характеристик ступеней: коэффициент зоны экономичной работы /<СДфр =0,46... 0,49; коэффициент ширины зоны устойчивой работы *КА«* =0,81...0,83; коэффициент крутизны правой ветки характеристики /<ГФ =0,64.. .0,65.

1. Сравнение опытных и расчетных данных показало применимость для практического использования разработанной методики расчета характери­стики лопаточного диффузора по задаваемому экспериментальному вход­ному профилю скорости, позволяющей получить профиль скорости на выходе диффузора, разделять потери на виды, учитывать неравномер­ность потока по ширине канала и окружности.
2. Расчетные и экспериментальные исследования ступеней компрессора тур­бонаддува с лопаточными диффузорами показали, что в области работы высоконапорных *у/т* =0,7...0,8 и высокорасходных ФР =0,08...0,09 транс­портных агрегатов в условиях повышенных чисел Маха М„=1...1,2 целе­сообразно использовать лопаточные диффузоры, позволяющие значитель­но снизить габарит турбокомпрессора до Д,=1,3... 1,4 и имеющие эффек­тивность в окрестности расчетной точки не ниже безлопаточных диффу­зоров. При этом, эффективная работа на неноминальных режимах может быть обеспечена рациональным распределением нагрузки по лопаткам диффузора: отсутствие или минимальный пик скорости на входе *10* =0,22...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...2,3, увеличением ширины диффузора на выходе до *ЬА/Ь3=*1,1... 1,3, ограничением углов атаки на вхо­де в диффузор значениями / < 7...10° для предотвращения сильных неста­ционарных возмущений и равномерной подачи воздуха в цилиндры дизе­ля.

10.Экспериментальное исследование работы турбокомпрессоров наддува при повышенных значениях давлений наддува и чисел Маха показало, что при *М* =0,7...0,8 имеется сильное влияние сжимаемости воздуха, происходит деформация треугольника скоростей, эффективность работы компрессор­ной ступени определяется согласованностью всех элементов, особенно при пониженной реактивности рабочего колеса. В этой связи рекоменду­ется увеличивать перед лопаточным диффузором безлопаточный участок до значения D3=l,12...1,15.

1. У спешно внедрена на многих предприятиях отрасли методика проектиро­вания проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля, непосредственно определяющая технологию проектных работ в условиях промышленных предприятий и организаций.
2. Успешно внедрена на предприятиях Санкт-Петербурга технология изго­товления осерадиальных полуоткрытых рабочих колес с повышенной гус­тотой решетки на входе, включающая разработанный метод линейчатых поверхностей для аналитического описания формы лопаток пространст­венного вращающего направляющего аппарата и основные технологиче­ские принципы движения режущего инструмента многокоординатного фрезерного станка с ЧПУ.
3. Создан ряд турбокомпрессоров наддува 4-го поколения транспортных ди­зелей, включающий модернизированные конструкции и образцы с абсо­лютной принципиальной новизной, реально внедренный на промышлен­ных предприятиях России, в том числе используемый для комплектации транспортный дизель зарубежного производства и имеющий эффектив­ность компрессоров 77^=0,82...0,84.
4. Разработка высокоэффективных турбокомпрессоров наддува позволила значительно улучшить характеристики самого транспортного дизеля. Сравнительные погрузочные характеристики дизеля PC 2-5 с турбоком­прессорами ТК 35В-08, ТК 41В-08 и NA-34 фирмы MAN (ФРГ) показали, что удельный расход топлива дизеля с разработанным турбокомпрессором ТК 35В-08 на 3...4 г/кВт-час. ниже по отношению к отечественному ана­логу и на 1...2 г/кВт-час. ниже по отношению к зарубежному аналогу на максимальных режимах. Кроме того, дизели с модернизированными тур­бокомпрессорами с большей напорностью и к.п.д. имеют дымность отра­ботавших газов на 8.. .10% ниже на режиме полной мощности.

15.Экономическая эффективность внедрения выполненных разработок со­ставила около 50 млн. руб.

СПИСОК ЛИТЕРА ТУРЫ

*(ф*

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1976. - 888 с.
2. Адлер Д. Современное состояние аэродинамики рабочих колёс центро­бежных компрессоров. Ч. 1. Методы расчёта невязкого потока. Ч. 2. Экс­периментальное исследование и расчёт вязкого потока. Критический об­зор существующих методов. - Энергетические машины и установки,
3. -№3,- С. 728-746.

*¥*

1. Адлер Д., Кримерман И. Применимость теории невязкого дозвукового течения к реальному течению в рабочем колесе центробежного компрессора. - Теоретические основы инженерных расчётов, 1980. - №1. -С. 148-204.
2. Анимов Ю.А., Бородин Ю.С., Голощапов А.А. Влияние конструктивных особенностей воздухозаборного устройства на характеристики компрессора наддува транспортного ДВС. // Двигателестроение, 1996. - №1. - С. 59-61.
3. Арав Б.Л., Богданов А.И., Руднев В.В., Юнков Н.С. К вопросу формиро­вания рациональных универсальных характеристик дизелей многоцеле­вых автомобилей: Труды международной НТК «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения». - Челябинск, 2003. -С. 15-16.
4. Артёмов Г.А. и др. Системы судовых энергетических установок. - Л.: Судостроение, 1980. - 320 с.
5. Афанасьев Б.В., Дроздов Ю.В., Лунёв А.Т. и др. Методы исследования многовальных многоступенчатых компрессоров с помощью математиче­ской модели в процессе проектирования. // Компрессорная техника и пневматика, 2002. - № 1. - С. 21-23.
6. Афанасьев Д.М., Ледовская Н.Н., Огарко Н.И., Орехов И.К. Экспери­ментально-расчетное исследование структуры потока в периферийномсечении рабочего колеса центробежного компрессора. // Компрессорная техника и пневматика, 1996. - №10-11. - С. 18-22.
7. Афанасьев Б.В., Лунев А.Т., Мустафин Н.Г., Поташева Е.В. Проектиро­вание рабочего колеса компрессора с использованием обратной задачи для вращающейся решетки профилей на осесимметричной поверхности тока. // Компрессорная техника и пневматика, 1996. - №10-11. - С. 33-37.
8. Бабичев М.С. Изготовление радиально-осевых колёс с лопатками объём­ной кривизны. // Химическое и нефтяное машиностроение, 1981. - №8. - С. 31-33.