

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

картинт

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ

Производственное издание

Репринтное издание

**ЭКОЛИТ
2011**

УДК 621.436.21./22:621.515
ББК 39.35
А22

А22 **Автомобильные двигатели с турбонаддувом** : производственное издание / коллектив авторов / Репринтное воспроизведение издания 1991 г. — М. : ЭКОЛИТ, 2011. — 336 с.

ISBN 978-5-4365-0039-3

Приведены требования к автомобильным двигателям с турбонаддувом, рассмотрены вопросы совершенствования их конструкции и рабочего процесса, совместная работа поршневого двигателя, турбокомпрессора и системы охлаждения воздуха, расчет и конструирование турбокомпрессоров. Изложен опыт совершенствования дизелей с турбонаддувом для автомобилей различной грузоподъемности и пути их дальнейшего развития.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта.

УДК 621.436.21./22:621.515
ББК 39.35

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ

Изд. № 4319. Подписано в печать 29.07.2011. Формат 60×90/16.

Гарнитура «Литературная». Печать офсетная.

Усл. печ. л. 21,0. Уч.-изд. л. 19,3. Тираж 300 экз. Заказ № 1409.

ООО «Эколит».

115088, Москва, ул. Новоостاپовская, д. 4, корп. 2.

Отпечатано в полном соответствии с качеством предоставленного издательством электронного оригинал-макета в ГУП МО «Коломенская типография».

140400, Московская обл., г. Коломна, ул. III Интернационала, 2а.

Тел.: 8 (496) 618-69-33, 618-60-16. E-mail: bab40@yandex.ru.

ISBN 978-5 4365-0039-3

© Коллектив авторов, 1991
© ООО «Эколит», 2011

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $A_{\text{т.п.}}$ — коэффициент перепуска газа мимо турбины;
 a — скорость звука;
 B — ширина колеса;
 B_1 — критерий Циннера;
 b — высота лопатки;
 c_f — коэффициент трения газа;
 c_p — теплоемкость при $p = \text{const}$;
 c_v — теплоемкость при $V = \text{const}$;
 D — диаметр;
 $D_{\text{к.вт}}$ — диаметр втулки колеса компрессора;
 $D_{\text{к1}}$ — диаметр входа колеса компрессора;
 $D_{\text{к2}}$ — диаметр колеса компрессора на выходе;
 $D_{\text{т1}}$ — диаметр колеса турбины на входе;
 $D_{\text{т2}}$ — диаметр колеса турбины на выходе;
 E — энергия;
 G — массовый расход газа;
 $G_{\text{г.у}}$ — удельный расход газа;
 g_e — удельный эффективный расход топлива;
 I — энтальпия;
 H_u — низшая теплота сгорания топлива;
 L_0 — стехиометрическое отношение воздуха к топливу;
 L — работа;
 l — длина;
 M_c — масса воздуха в системе впуска;
 $M_{\text{дв}}$ — масса двигателя;
 $M_{\text{дв.у}}$ — масса двигателя удельная;

$M_{кр}$ — крутящий момент;

N_e — эффективная мощность двигателя;

N_l — удельная мощность двигателя, отнесенная к 1 л его рабочего объема;

n_M — частота вращения коленчатого вала при $M_{кр}$ т/мин

n — частота вращения коленчатого вала;

$n_{тк}$ — частота вращения ротора турбокомпрессора;

P — сила;

p — давление;

p_a — атмосферное давление;

p_c — давление конца сжатия;

p_e — среднее эффективное давление;

p_i — среднее индикаторное давление;

$p_{мех.ср}$ — среднее давление механических потерь;

p_z — максимальное давление сгорания;

Q — количество теплоты;

q — удельное количество теплоты, отнесенное к 1 кг топлива;

$q_{цл}$ — цикловая подача топлива;

R — универсальная газовая постоянная;

r — радиус;

S_h — рабочий ход поршня;

T_a — температура окружающей среды;

u — окружная скорость;

V_h — рабочий объем цилиндра;

v — скорость газа;

$v_{ад}$ — теоретическая скорость истечения газа;

$v_{ср}$ — средняя скорость поршня;

z_t — число лопаток турбины;

z_k — число лопаток компрессора;

z_c — число цилиндров;

a — коэффициент избытка воздуха;

$\delta_{пш.вт}$ — внутренний радиальный зазор в подшипниках;

$\delta_{пш.вн}$ — внешний радиальный зазор в подшипниках;

ϵ — степень сжатия,

η_i — индикаторный КПД двигателя;

η_e — эффективный КПД;

$\eta_{тк.ср}$ — средний за цикл эффективный КПД турбокомпрессора;

η_o — изэнтропный КПД компрессора;

$\eta_{мех}$ — механический КПД;

$\eta_{тк}$ — КПД турбокомпрессора;

η_v — коэффициент наполнения;

θ_p — момент инерции ротора турбокомпрессора;

μ — динамическая вязкость;

π_t — степень понижения давления в турбине;

π_k — степень повышения давления воздуха в компрессоре;

ρ — плотность газа;

σ_f — коэффициент потерь в воздушном фильтре;

σ_c — коэффициент гидравлической эффективности системы;

τ — время;

φ — коэффициент расхода, угол поворота коленчатого вала;

ψ_k — коэффициент напора компрессора;

$\psi_{пол.к}$ — коэффициент полной работы компрессора;

$\psi_{т.ц}$ — доля теплоты, отводимая от рабочего тела в стенки цилиндров и головки;

$\omega_{\text{тк}}$ — угловая скорость ротора турбокомпрессора.

Индексы:

аг — агрегаты;

в — воздух;

вт — вентиляционные потери;

г — газ;

г.о — отработавшие газы;

гр — горловина камеры сгорания;

д — диффузор;

дв — двигатель;

з — завихрение;

зак — заколенное пространство поршневого кольца;

к — компрессор;

к.с — камера сгорания;

кт.г — картерные газы;

м.п — пленка смазочного материала;

м.х — масляный ход;

п — поршень;

п.к — поршневое кольцо;

пш — подшипник;

с — система;

ср — среднее значение параметра;

т — турбина;

тк — турбокомпрессор;

тл — топливо;

тор — торец поршневого кольца;

у — удельный;

ф — фильтр;

х — холодильник;

е — эффективный;

і — индикаторный;

max — максимальный;

min — минимальный;

• — заторможенный.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Турбонаддув автомобильных двигателей позволяет не только форсировать двигатели, увеличивать их удельную мощность, но и обеспечивать комплексное повышение показателей их технического уровня, как топливная экономичность, экологические качества, надежность.

Недостатки автомобильных двигателей, связанные с турбонаддувом, к настоящему времени в основном преодолены. Применение турбонаддува и его совершенствование позволило модернизировать ранее освоенные двигатели без наддува. Для ряда категорий автомобилей, в частности, автомобилей-лесовозов, карьерных, магистральных автопоездов двигатели без турбонаддува уже практически не используются. Созданы предпосылки прогрессирующего внедрения дизелей с турбонаддувом для автомобилей всех категорий в первую очередь грузовых. Это стало возможным благодаря накоплению большого опыта разработок, исследований, производства и эксплуатации дизелей с турбонаддувом как в нашей стране, так и за рубежом. Однако для полной реализации указанных преимуществ применение турбонаддува должно предусматриваться уже на стадии проектирования двигателей. Накапливаются положительные результаты отработки и эксплуатации автомобильных дизелей, специально создававшихся для использования турбонаддува средней и высокой степеней.

В связи с необходимостью ускорения технического прогресса в области автомобильного двигателестроения, значительного расширения использования дизелей с турбонаддувом целесообразно ознакомить широкий круг инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта с разработками, исследованием и опытом эксплуатации автомобильных двигателей с турбонаддувом.

Авторский коллектив, много лет работавший в области автомобильного дизелестроения, предлагает читателям книгу, отражающую опыт, накопленный в этой области, на транспорте, а также в смежных отраслях двигателестроения. Книга охватывает как результаты отечественных работ, так и опыт специализированных зарубежных фирм.

Предисловие, введение и гл. I написаны Н. С. Ханиным, А. С. Аршиновым и Э. В. Аболтиным; гл. II – Э. В. Аболтиным, Е. Н. Зайченко и Б. Ф. Лямцевым; гл. III – Е. Н. Зайченко; гл. IV – Н. С. Ханиным, Л. С. Аршиновым и Б. Ф. Лямцевым.

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются наиболее распространенным видом двигателей. Их суммарная мощность превышает мощность всех других видов двигателей. Потребление топлива и выброс продуктов сгорания автомобилями исчисляется многими десятками миллионов тонн. Экономика автомобильного транспорта, здоровье людей в большой мере зависят от совершенства двигателей. Поэтому к ним предъявляют все более жесткие требования, которые удается выполнять благодаря интенсификации научно-технического прогресса.

Среди различных требований к автомобильным ДВС важнейшими являются: достижение высокой топливной экономичности; удовлетворение растущих экологических требований, таких, как малые токсичность выбросов и их уровень; рост надежности, компактности; снижение материалоемкости, массы, трудоемкости изготовления и эксплуатации. Эти требования могут быть выполнены при применении наддува как средства комплексного совершенствования показателей двигателей. Серийное производство автомобильных двигателей с наддувом началось еще в конце 30-х годов. В тот период они оборудовались приводными нагнетателями как объемными типа Рут, так и центробежными. Сфера их использования ограничивалась легковыми автомобилями с повышенными динамическими качествами, предназначенными для узкого круга потребителей, а также двухтактными дизелями автомобильного типа, где наддув осуществляется в завершающей стадии газообмена, после продувки. Небольшими сериями выпускались четырехтактные двигатели с нагнетателями Рут для большегрузных автомобилей.

Используя опыт авиационной техники, была сделана попытка применения турбонаддува как средства сохранения мощности двигателей в высокогорных условиях. Но этот опыт не был успешным из-за несовершенства малоразмерных агрегатов наддува того периода. Опыт использования приводных нагнетателей показал их существенные недостатки: усложнение конструкции двигателей особенно в случаях установки систем отключения нагнетателей; повышение уровня шума; снижение надежности и топливной экономичности в сравнении с двигателями без наддува. Эти недостатки могут быть частично компенсированы повышением эффективности нагнетателей. Потребность в двигателях повышенной мощности для автомобилей в тот период была ограниченной, и наддув не получил широкого распространения.

В конце 40-х годов резко возросли объемы автомобильных перевозок. возросший автомобильный транспорт вытеснял на промышленных предприя-

тиях железнодорожный, увеличился спрос на все виды сырья, которое во все больших масштабах стали добывать открытым способом. Стремление к понижению себестоимости автоперевозок привело к необходимости роста грузоподъемности автомобилей, скорости их движения. Это в свою очередь привело к росту мощности автомобильных двигателей, что наиболее экономными путями достигалось посредством их наддува. Наряду с расширением применения объемных нагнетателей в двухтактных двигателях, благодаря использованию опыта в области лопаточных машин, накопленного в авиационной технике, а также в судовом дизелестроении, уже в 50-е годы был начат ограниченный выпуск двигателей с турбонаддувом для грузовых автомобилей, используемых для перевозок, в частности, на лесоразработках. Накопившийся положительный опыт, потребность в повышении энерговооруженности транспорта при карьерных разработках, а также для перевозок грузов на большие расстояния по усовершенствованным дорогам привели к быстрому расширению применения двигателей с турбонаддувом, вытеснению ими двигателей без наддува и с приводными объемными нагнетателями. Немаловажную роль сыграло использование автомобилей в условиях трансконтинентальных перевозок с подъемами на большие высоты, где энергетические показатели двигателей без наддува значительно снижались. Уже в тот период двигатели с турбонаддувом стали успешно устанавливать и на промышленных тракторах с большим тяговым усилием. Появились первые фирмы, специализирующиеся на выпуске агрегатов наддува для двигателей автомобильного и тракторного типов. Это способствовало повышению качества, снижению стоимости агрегатов наддува, которая в тот период доходила до 10 % от стоимости двигателя.

Во второй половине 60-х годов применение турбонаддува для двигателей автомобилей большой грузоподъемности стало приобретать все более широкий характер, а для карьерных автомобилей — преобладающий. Этому способствовал рост агрегатных мощностей, при котором упрощается решение задач обеспечения высокой эффективности лопаточных машин, достижения высокой конкурентоспособности двигателей с турбонаддувом в сравнении с двигателями без наддува.

В 70-х годах в связи с энергетическим кризисом и благодаря совершенствованию турбокомпрессоров произошел скачок в их применении на автомобилях. В этот период турбонаддув стал рассматриваться как средство не только повышения мощности, сохранения ее на горных дорогах, но и топливной экономичности благодаря утилизации энергии выпускных газов, снижения их токсичности и дымности. Предпринятые в этот период попытки внедрения усовершенствованных, в частности, дифференциальных

систем привода объемных нагнетателей оказались безуспешными. Помимо усложнения привода такие системы не позволили приблизиться к показателям топливной экономичности двигателей с турбонаддувом. Неудачными оказались и попытки противопоставления двигателям с турбонаддувом, имевшим шесть или восемь цилиндров двигателей без наддува с большим (десять или двенадцать) числом цилиндров.

Отмечавшиеся на начальных стадиях внедрения турбонаддува автомобильных двигателей недостатки, такие, как снижение надежности, ухудшение протекания характеристик, привели к задержке широкого их использования в сравнении с другими областями двигателестроения. Возникшее отставание в значительной мере было связано с более сложными условиями работы двигателей с турбонаддувом автомобильного назначения. Они должны круглогодично эксплуатироваться в отрыве от баз технического обслуживания, в разнообразных, в том числе экстремальных условиях, в большинстве случаев при резко переменных нагрузочных режимах.

Фундаментом соответствующего прогресса, как и повышения степени турбонаддува автомобильных ДВС, стало развитие научно-технических исследований, параллельно осуществляемых несколькими крупными инженерными коллективами в составе специализированных по турбокомпрессорам фирм или производств, с подключением сил научных организаций и учебных заведений.

Недостатки автомобильных двигателей с турбонаддувом были в первую очередь преодолены в диапазоне относительно больших (более 180 кВт) агрегатных мощностей. Их надежность была повышена до уровня, ранее не достигавшегося у двигателей без наддува, созданы предпосылки дальнейшего форсирования, улучшения экономичности и снижения токсичности.

Благодаря повышению эффективности и надежности турбокомпрессоров широкое распространение получили двигатели не только с низким, но и средним, а затем и с высоким турбонаддувом, стали применяться системы охлаждения наддувочного воздуха, развернулось их серийное производство. Были реализованы дополнительные положительные качества двигателей с турбонаддувом, такие, как улучшение форм скоростных характеристик, выражающиеся в росте запаса крутящего момента, в смещении максимума крутящего момента в диапазон пониженных частот вращения коленчатого вала. Интенсивно уменьшилось отставание двигателей с турбонаддувом по приемистости.

В 70-е и 80-е годы наиболее быстрыми темпами по совокупности показателей совершенствовались дизели с турбонаддувом, устанавливаемые на магистральных автомобилях, а также автомобилях для строительных и

других тяжелых транспортных работ. На базе накопленного опыта, прогресса двигателестроения и турбокомпрессоростроения стало возможным в текущем десятилетии не только повысить надежность при одновременном форсировании автомобильных дизелей большой мощности с турбонаддувом, но и внедрять подобные дизели на автомобилях для массовых перевозок, вначале средней, а затем и малой грузоподъемности.

В настоящее время стало технически и экономически оправдано применение турбонаддува для дизелей, устанавливаемых на автомобилях всех категорий, включая легковые. На базе достижений в областях конструирования и производства турбокомпрессоров и наряду с этим микропроцессорной техники создали условия и для турбонаддува на двигателях с принудительным воспламенением, массового применения автомобильных дизелей с турбонаддувом.

Еще в 60-е годы турбонаддув часто рассматривался как средство модернизации главным образом для повышения энергетических показателей, расширения диапазона ряда мощностей семейств двигателей с разным числом цилиндров. При отработке базовых конструкций двигателей учет последующего форсирования ограничивался прочностными характеристиками деталей. Привлекательной чертой подобного подхода был кажущийся ограниченным объем капиталовложений, необходимых для освоения моделей с повышенными благодаря турбонаддуву энергетическими показателями. Но практика применения данной концепции показала ее ограниченную состоятельность. Доработка модернизируемых дизелей по надежности требовала внедрения большого количества изменений в конструкцию и технологию, реализация которых в ходе серийного производства вызывала большие трудности.

Известен ряд неудачных попыток подобного рода, в том числе сделанных автодизельными фирмами, пользовавшимися положительной всемирной репутацией. Но некоторые из этих фирм продолжили данную линию в 70-е годы, ориентируясь на использование новых материалов и технологий. В 70-е годы сложился принципиально иной подход к созданию новых семейств автомобильных двигателей с опережающей отработкой наиболее форсированных моделей с наддувом.

Применительно к отечественной автомобильной технике подобное направление было принято при создании Ярославским объединением "Автодизель" двигателей со средним турбонаддувом типоразмера 4Н14/14 моделей ЯМЗ-8401, ЯМЗ-8421, ЯМЗ-8424, ЯМЗ-8423 и отработке дизелей с высоким турбонаддувом типоразмера 4Н21/21 мод. ДМ-21А Уральским турбомоторным заводом. Благодаря тщательной расчетно-конструкторской проработке, лабораторным исследованиям элементов конструкции с учетом возможных в

условиях эксплуатации перегрузок, применению передовых технологий изготовления высоконагруженных деталей освоение этих форсированных двигателей нового поколения прошло с меньшими препятствиями, чем модернизация двигателей предыдущих поколений.

К настоящему времени автомобильные дизели с турбонаддувом для грузовых автомобилей доведены до большой степени совершенства. Применительно к двигателям автомобилей большой грузоподъемности темп совершенствования показателей технического уровня в последнее десятилетие ускорился. Все отмеченные ниже лучшие показатели серийных двигателей достигнуты только для моделей с турбонаддувом, конкурентоспособность которых возрастает.

В работах по созданию и освоению производства отечественных автомобильных дизелей с турбонаддувом максимально учитывался опыт использования и повышения турбонаддува дизелей неавтомобильного назначения — судовых, тепловозных, авиационных и тракторных. Поскольку базовым специализированным агрегатом дизелей с турбонаддувом является турбокомпрессор, то при его отработке использованы результаты исследований лопаточных машин. Однако особенности автомобильного производства и эксплуатации потребовали нахождения ряда новых решений в области малоразмерных турбокомпрессоров, при создании агрегатов охлаждения наддувочного воздуха и других элементов систем турбонаддува.

Содержание данной книги сосредоточено на особенностях двигателей с турбонаддувом для автомобилей.

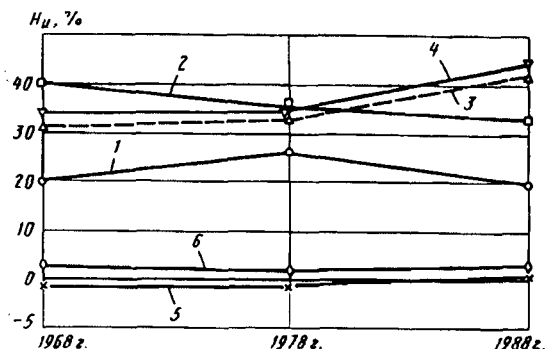
В книге делается также попытка решения ряда вопросов в области теории инженерных расчетов, наиболее актуальных для использования двигателей с турбонаддувом на автомобилях.

Глава I.

ОСОБЕННОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА, РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА, ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ ТУРБОНАДДУВА, ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ И МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ТУРБОНАДДУВОМ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС И ОГРАНИЧИТЕЛЬНЫЕ ФАКТОРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЯХ С ТУРБОНАДДУВОМ

Несмотря на условность подхода и методик определения составляющих, сохраняется ценность качественной оценки энергетического баланса тепловых двигателей. На рис.1 схематически представлено изменение составляющих энергетического баланса передовых моделей серийных автомобильных двигателей с турбонаддувом, выпускавшихся в 60, 70 и в конце 80-х годов. Известна нестрогость подобного представления баланса в первую очередь вследствие неоднозначности определения удельной энергии выпускных газов $q_{г. вып}$. Это обусловлено цикловой переменностью их температуры $T_{г. вып}$, большой разницей в работоспособности газов в стадиях свободного выпуска, а затем вытеснения поршнем. Тем не менее, в условиях малой эффективности использования импульсов, оценка средних величин $T_{г. вып}$ сохраняет значимость при ориентировочных расчетах систем турбонаддува и возможностей систем утилизации энергии отработавших газов. Следует также подчеркнуть, что доля баланса, соответствующая отводу тепла в охлаждающую среду в двигателях с турбонаддувом современного поколения, включает составляющие, определяемые отводом теплоты от рабочего тела, и компоненты, обусловленные как подводом теплоты трения непосредственно в охлаждающую среду, так и путем ее теплообмена со смазочным материалом. Сходное сочетание характерно и для охлаждения поршней смазочным материалом в комплексе с применением встроенных в систему охлаждения "водомасляных" радиаторов. При учете указанного можно видеть, что в течение рассматриваемого периода мало изменился относительный отвод теплоты в систему охлаждения $q_{охл}$. Его рост в 70-е годы может быть объяснен стремлением к интенсификации охлаждения для обеспечения надежности. В значительно большей мере снизилась доля $q_{г. вып}$. В последнее время существует тенденция уменьшения суммы



Р и с. 1. Изменение энергетического баланса автомобильных дизелей с турбонаддувом:

1 — доля энергии, отводимой системой охлаждения $q_{\text{охл}}$; 2 — доля энергии, уносимой с отработавшими газами $q_{\text{г.вып}}$; 3 — эффективно используемая теплота (нетто) $q_{e,н}$; 4 — эффективно используемая теплота (брутто) $q_{e,б}$; 5 — доля энергии, соответствующая полезной работе насосных ходов $q_{\text{н.х}}$; 6 — доля энергии, затрачиваемой на привод агрегатов системы охлаждения $q_{\text{с.охл}}$

$q_{\text{охл}} + q_{\text{г.о}}$, что определило интенсивный рост доли η_e эффективно используемой энергии, характеризующей топливную экономичность. Это, в основном, было достигнуто в результате уменьшения относительных механических потерь, повышения $\eta_{\text{мех}}$.

На рис.1 (кривые 5, 6) выделены доли энергии, соответствующие утилизируемой $q_{e, \text{тк}}$, благодаря применению относительно совершенной системы турбонаддува, позволяющей реализовать положительную работу (участок насосных ходов индикаторной диаграммы) $q_{\text{н.х}}$ и энергии $q_{\text{с.охл}}$, затрачиваемой на привод агрегатов системы охлаждения.

Смена знака $q_{e, \text{тк}}$ определяется переходом от затраты работы в системах турбонаддува с низким эффективным КПД (60-е годы) к положительной работе при современных системах турбонаддува.

Вклад улучшения индикаторного процесса в достигнутый значительный рост эффективности имел место лишь на первом этапе совершенствования двигателей с низким турбонаддувом, когда величина ин-

дикаторного КПД доводилась до 50 %. В дальнейшем решалась задача предотвращения снижения η_i при росте π_k .

В современных автомобильных дизелях величина степени повышения давления воздуха в компрессоре π_k варьируется от 1,5 до 2,7 на номинальном режиме. Условно данный диапазон подразделяется на поддиапазоны: низкого ($\pi_k < 1,7$), среднего ($\pi_k = 1,7 \dots 2,1$) и высокого ($\pi_k > 2,1$) наддувов. Можно предвидеть сдвиг этих поддиапазонов в сторону увеличения π_k .

Рост π_k , вызывая повышение давления конца сжатия p_c , приводит во избежание значительного проигрыша по величине η_i к необходимости увеличения максимального давления цикла p_z . В течение рассматриваемого периода развития автомобильных дизелей с турбонаддувом уровень p_z возрос в зависимости от π_k от 9,5...11 до 12...14 МПа.

Как видно из развернутых индикаторных диаграмм дизелей 4Н13/14 на рис.2, рост π_k от 1,45 до 1,85 при повышении p_e от 0,765 до 0,96 МПа и неизменных размеров секций топливного насоса высокого давления привел к повышению p_z более чем на 30 %. Несмотря на совершенствование конструкции и технологии деталей, заметное повышение точности изготовления, литровая масса двигателя при росте p_z увеличивается. Опережающий другие показатели прогресс в вопросах надежности двигателей позволяет рассчитывать на последующий рост p_z . Увеличение p_z недостаточно для предотвращения снижения степени повышения давления при постоянном объеме, вследствие этого а также из-за снижения степени сжатия ϵ в двигателях с наддувом увеличивается степень предварительного расширения.

Реализуемые меры по улучшению индикаторного процесса, путем повышения энергии, минимизация продолжительности впрыскивания топлива, оптимизация аэродинамики заряда позволили сократить продолжительность активного тепловыделения.

На рис. 3 показана кривая 3 тепловыделения [20] для высокофорсированного автомобильного дизеля с турбонаддувом. Как видно, продолжительность активного тепловыделения не превышает 40–50° угла поворота кривошипа коленчатого вала, что значительно ниже, чем у

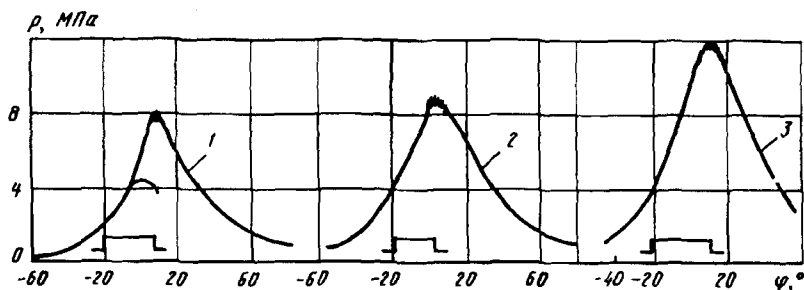


Рис. 2. Участки индикаторных диаграмм дизелей ЧН 13/14 при различных уровнях форсирования с помощью турбонаддува:

1 — 84 13/14, $N_e = 177$ кВт, $n = 35$ с⁻¹, $\pi_k = 1, 0$, $p_e = 0,7$ МПа (базовый, без наддува); 2 — 84Н 13/14 $N_e = 178$ кВт, $n = 28$ с⁻¹, $\pi_k = 1,45$, $p_e = 0,765$ МПа (низкий турбонаддув); 3 — 124Н 13/14, $N_e = 360$ кВт, $n = 35$ с⁻¹, $\pi_k = 1,95$, $p_e = 0,96$ МПа (средний турбонаддув)

малофорсированных автомобильных дизелей предыдущего поколения.

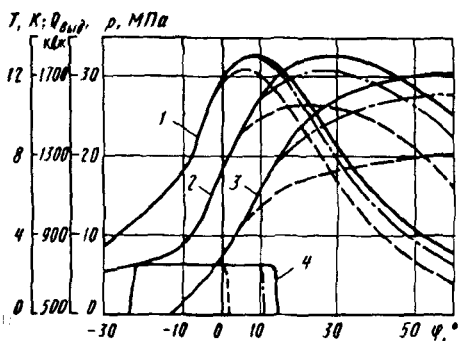
Другим ограничительным параметром цикла в двигателях с наддувом является степень сжатия ϵ . Интенсивная зависимость от нее p_c а потому и p_z , заставляла стремиться к снижению ϵ по мере роста π_k . Как показано ниже, это целесообразно также и для ослабления роста механических потерь двигателя. Но уменьшение ϵ ограничивается ухудшением пусковых качеств двигателей. Тем не менее в наиболее форсированных дизелях автомобильного назначения с непосредственным впрыскиванием удавалось снижать ϵ до 12,5 при сохранении хороших пусковых качеств. Примеры этого могут быть приведены как из отечественной (дизели ДМ), так и из зарубежной практики.

В последнее время усилилась тенденция к росту ϵ до 15...15,5, даже при высоком наддуве, с очевидной целью улучшения η_i и топливной экономичности. Увеличение давлений цикла, повышение p_z удалось компенсировать путем опытно-конструкторских и технологических мероприятий, рассматриваемых ниже.

Наряду с ограничительными факторами рабочего процесса двигателей с турбонаддувом, связанными с механическими нагрузками на детали силового механизма, пусковыми качествами и индикаторными показателями

Рис. 3. Развернутая индикаторная диаграмма высокооборотного дизеля для карьерного автомобиля:

1 — давление; 2 — температура; 3 — кривая тепловыделения; 4 — продолжительность впрыскивания; — — — при номинальной цикловой подаче $q_{цл}$; — — — при цикловой подаче, соответствующей $0.85 q_{цл}$; - - - - при цикловой подаче, соответствующей $0.6 q_{цл}$



следует рассмотреть и факторы, определяющие тепловую напряженность. Среди них наиболее весомым с точки зрения надежности и легко определяемым параметром является температура выпускных газов T_r . Известна

ее тесная корреляционная связь с температурой выпускных клапанов и участков вблизи них у головок цилиндров. Величина T_r прямо связана с температурами цикла, интенсивностью подвода тепла ко всем поверхностям, формирующим камеру сгорания и цилиндрическое пространство, а потому и тепловую напряженность деталей. Она определяется комплексом большинства параметров, характеризующих протекание тепловых процессов, как в цилиндрах, так и в системах турбонаддува. Это следует из рассмотрения выражения энтальпии выпускных газов в форме:

$$I_r = [I_a + c_{p_{в.ср}} (\Delta T_k - \Delta T_{хл})] / c_1 + H_u / c_2 [1 - \eta_i (1 - p_{н.х} / p_i) - \psi_{Q_u}] \quad (1)$$

где I_a — энтальпия воздуха на входе в двигатель; $c_{p_{в.ср}}$ — средняя в соответствующем интервале температур теплоемкость воздуха при $p = \text{const}$; ΔT_k — повышение температуры воздуха в компрессоре; $\Delta T_{хл}$ — снижение температуры воздуха в холодильнике; $c_1 = 1/aL_0\varphi + 1$; $c_2 = 1/\varphi + aL_0$; ψ_{Q_u} — доля энергии, отводимой в стенки цилиндра и камеры сгорания; φ — суммарный коэффициент продувки, а также пропуска

газа через уплотнения турбины турбокомпрессора и рабочего тела через уплотнения поршней в цилиндрах L_0 — стехиометрическое отношение воздуха к топливу. Величина средней за цикл температуры выпускных газов $T_g = I_g / c_{p,г.ср.}$, где $c_{p,г.ср.}$ средняя теплоемкость газов. Величина T_g определяет температурный перепад между газом, стенками цилиндра и камеры сгорания в большей части высокотемпературной области цикла. Следовательно, в результате снижения T_g происходит уменьшение интенсивности потока тепла в стенки, их тепловой напряженности. Специфика турбонаддува учтена в формуле (1) повышением температуры воздуха в компрессоре, отводом теплоты в холодильнике, выражением затрат энергии $p_{н.х}$ соответствующих участку насосных ходов индикаторной диаграммы. В зависимости от вида и эффективности наддува может меняться не только абсолютная величина, но и знак соответствующего члена вторых скобок правой части выражения (1).

Применение наддува позволяет получить заданные энергетические показатели при более высоких, чем у двигателей без наддува, значениях a . Но, как следует из рассмотрения выражения (1), в результате роста a , как и η_i , в общем случае снижаются I_g и T_g . Этим как и применением охлаждения наддувочного воздуха, смазочного материала, а также продувки определяется возможность не только ослабления, но и перекрытия неблагоприятного с точки зрения надежности влияния наддува на тепловую напряженность деталей. Тенденция использования продувки для снижения температурной напряженности деталей двигателей в последние годы сокращается и рядом фирм уже не применяется благодаря использованию других средств ограничения тепловой напряженности деталей дизелей с наддувом. Таким образом, в последние годы отмечается снижение температуры T_g двигателей серийных автомобилей с турбонаддувом, несмотря на повышение p_e и N_d . Если в 70-е годы допускались значения T_g до 1000 К, то в 80-е годы стремятся обеспечить температуру 850 К.

Перспективность данного направления определяется не только соображениями повышения надежности двигателей, но и стремлением к улучшению их экологических качеств. С энергетической точки зрения это стало возможным благодаря повышению эффективности систем турбонаддува, несмотря на снижение работоспособности отработавших газов. Уменьшение T_g

соответствует и стремлению к топливной экономичности. Тем не менее необходимость принятия мер по ограничению тепловой напряженности деталей двигателей в условиях возможных эксплуатационных перегрузок сохраняется. Среди этих мер применительно к многоцилиндровым двигателям обращают внимание на повышение равномерности заряда цилиндров и идентичности условий выпуска.

При поддержании удовлетворительного технического состояния двигателей в условиях эксплуатации удастся компенсировать интенсификацию тепловых потоков в стенки цилиндров и камер сгорания, обусловленную ростом давлений цикла, и создать резервы повышения тепловой нагруженности деталей.

С максимальной температурой рабочего процесса тесно связана токсичность отработавших газов дизеля. Из различных ее компонентов канцерогенными и, одновременно, трудно нейтрализуемыми являются окислы азота, формирующиеся в основном на участках максимальных температур рабочего цикла $T_{ц\max}$. В связи с этим, а также, учитывая прямую зависимость температурной напряженности деталей от $T_{ц\max}$, данный параметр является одним из ограничительных при формировании рабочего цикла. Среди возможностей снижения локальных $T_{ц\max}$, помимо роста α , охлаждения наддувочного воздуха отмечают интенсификацию турбулизации заряда. Немаловажным является и повышение дисперсности распыливания топлива, улучшение смесеобразования.

Применение наддува позволяет не только увеличить коэффициент избытка воздуха α при больших нагрузках, но и облегчить решение задачи обеспечения малого содержания углеродных частиц в продуктах сгорания. 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 продукты неполного окисления и полимеризации топлива, являющиеся канцерогенными.

Турбонаддув, способствуя повышению как α , так и интенсификации сгорания, может рассматриваться как средство не только уменьшения дымности, но и снижения содержания указанных токсичных выбросов. Следует, однако, подчеркнуть, что отмеченные положительные возможности турбонаддува при малых частотах вращения коленчатого вала и больших нагрузках требуют соответствующей коррекции топливоподачи или же воздухоподачи. Перспективы оптимизации последней связаны с применением регулируемого турбонаддува.

СПОСОБЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ, КОНСТРУКЦИИ КАМЕР СГОРАНИЯ, ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

В дизелях с турбонаддувом для грузовых автомобилей грузоподъемностью свыше 1,5 т в течение 60–80-х годов применяли, как правило, непосредственное впрыскивание топлива. Нижнюю границу рабочих объемов таких двигателей серийного производства систематически снижали (в 1988 г. до $V_h = 0,4$ л.). Это позволяет использовать подобные рабочие процессы и для двигателей легких грузовых автомобилей, автомобилей-такси. Реальны перспективы распространения процессов данного типа и на массовые легковые автомобили. Тем не менее использование разделенных камер сгорания, в первую очередь вихревых, является актуальным для автомобилей и других самоходных машин, к которым предъявляются особо жесткие требования по экологическим качествам, а также для малолитражных автомобилей.

Из реализовывавшихся в течение последних 30 лет способов смесеобразования пленочное и "пристеночное" оказались неперспективными для применения среднего и тем более высокого наддува. Причинами являются как недостаточная приспособленность к условиям резкого изменения плотности заряда, так и чрезмерные температурные напряжения камер сгорания, а также головок цилиндров.

Учитывая отмеченное выше, применительно к дизелям, рассматриваются в основном данные по конструкциям с непосредственным впрыском топлива в "открытые" камеры сгорания, с диаметром горловин D_f , превышающим 0,6 диаметра цилиндра. В 70-х годах степень сжатия ϵ в них снижали на 2...4 единицы от значений 16...17 у "базовых" двигателей без наддува того периода. В 80-е годы несмотря на рост π_k до 2,2...2,4 и более и p_{e_n} до 1,4–1,6 МПа у вновь создаваемых, а также и у модернизируемых конструкций величину ϵ приближают к уровню, ранее типичному для двигателей без наддува. Для условий эксплуатации при положительных температурах атмосферного воздуха в двигателях со средним и высоким турбонаддувом повышение ϵ и π_k не приводит к интенсивному росту температур конца сжатия T_c благодаря широкому использованию охлаждения наддувочного воздуха. Применение последнего во второй половине 80-х годов стало повсеместным. Этому способствовало как снижение тепловой напряженности деталей двигателей, так и су-

ущественное повышение топливной экономичности в результате охлаждения воздуха.

Предотвращение интенсивности роста T_c стало одним из существенных факторов условий формирования рабочего процесса, требующим усиления использования других факторов смесеобразования. В условиях эксплуатации дизелей при низких температурах соответствующих изменений T_c не произошло, более того подогрев воздуха в теплообменниках используется как средство улучшения протекания рабочего процесса.

Соответственно росту π_k и ϵ максимальные давления цикла были повышены с 9,5...11 МПа в 70-е годы до 12...14 МПа в последнее время. В свою очередь стремление к повышению индикаторного КПД и ограничению температурных напряжений в деталях в условиях роста p_e и повышения механического КПД обусловило сокращение продолжительности впрыскивания топлива и соответственно активизацию тепловыделения вблизи ВМТ, росту эффективной степени расширения благодаря снижению степени предварительного расширения. Снижение жесткости рабочего процесса в дизеле с турбонаддувом, уменьшение средней скорости нарастания давления $\Delta p / \Delta \varphi$ до 0,45 МПа и менее позволили обеспечить высокую надежность дизелей с турбонаддувом несмотря на их форсирование. Но решающее значение здесь имело повышение несущей способности и в ряде случаев снижение температурной напряженности деталей. Обеспечение короткого и дальнобойного впрыскивания при росте цикловых подач и плотности заряда потребовало повышения давлений топлива на подводе к форсункам с 40...50 МПа в 70-е, до 80...100 МПа в 80-е годы (при разделенной топливной аппаратуре).

В дизелях с насос-форсунками реализуют значительно более высокие давления впрыскивания до 140 МПа, а в последнее время и до 160 МПа. В результате экспериментов установлено [13], что рост давлений впрыскивания с одной стороны ведет к уменьшению доли в факелах малых капель (диаметром менее 20 мкм), но с другой стороны к снижению размеров крупных, наиболее дальнобойных капель. Первое способствует сокращению периода задержки воспламенения в процессе сгорания, о чем свидетельствуют данные исследований дизелей ЯМЗ. Но испарение и сжигание крупных капель требует интенсификации движения воздуха в особенности в периферийных зонах камер сгорания. В значительной мере этому способствует возмущение заряда факелами топлива. Большую роль в протекании процесса сгорания играет организация при впуске воздуха его завихренности, сохраняющейся в изменяющейся форме и при сжатии.

Исследования и разработки последних лет показали, что предпочтительной для организации завихренности является конструкция выпускных органов с "винтовыми" каналами. Структура пульсационных составляющих в данном случае характерна большей долей (по сравнению с ранее широко применявшимися "тангенциальными" по отношению к цилиндру каналами) низкочастотных компонентов, имеющих меньшую по сравнению с высокочастотными интенсивность затухания в такте сжатия. На рис. 4 показана разница компонентов разных частот. Частота прерывания потока 20 Гц.

Зависимость интегральной интенсивности завихривания, характеризующей частотой вращения ω_3 , от частоты вращения коленчатого вала n име-

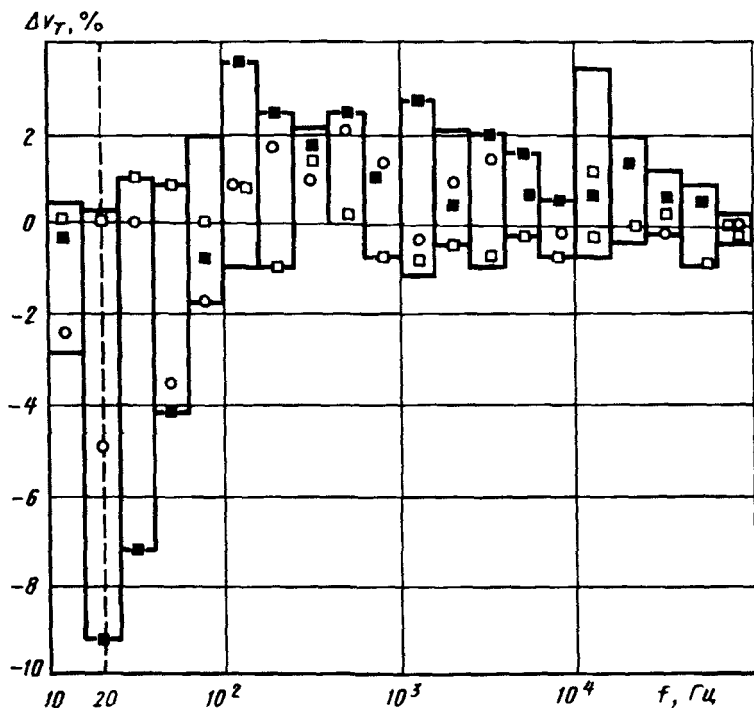


Рис. 4. Спектральное распределение ΔV_T долей пульсационных составляющих различных частот тангенциальной скорости потока в цилиндре дизеля ЧН 12/12 при различных расстояниях от привалочной плоскости l :

—■— — $l = 30 \text{ мм}$; —○— — $l = 105 \text{ мм}$; —□— — $l = 150 \text{ мм}$

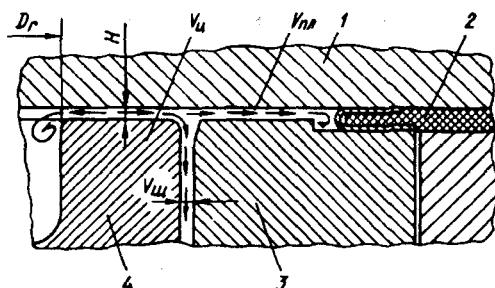
ет форму степенной функции $\omega_3 = c_3 \cdot n^3$, где c_3 — константа, $m_3 = 0,8-0,9$. Вытекающая из данной формулы нелинейность определяет неизбежность компромиссного подхода к выбору ω_3 для автомобильного двигателя, работающего в широком диапазоне режимов, в особенности при высоком наддуве. Завихренность заряда, способствуя активизации подвода кислорода к топливу и ускорению его испарения и сдувания с капель продуктов сгорания, требует определенных затрат энергии.

Поэтому в последние годы вновь обращается внимание и на другие источники генерации движения заряда, в особенности локализуемого в периферийных зонах камер автомобильных дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива. Еще в первых их конструкциях придавалось значение вихрям вытеснения заряда из надпоршневого зазора. Рост давлений впрыскивания в дизеле с турбонаддувом заставляет повторно обратиться к использованию данного фактора смесеобразования. По имеющимся представлениям они обладают торообразной формой ансамбля (рис. 5). Генерация вихрей достигает максимума при подходе поршня к ВМТ, резко спадая у последней. Новым является уменьшение H у современных дизелей. Суммарная энергия вихрей этого вида соизмерима с другими механическими компонентами энергетического баланса смесеобразования.

Существенной является синхронность интенсивности совокупности вихрей с прибытием концевых частей топливных факелов. В их структуре имеются как мелкие, так и крупные капли. Дробление и испарение последних интенсифицируется встречей с данным вихревым ансамблем. Его

Рис. 5. Схема генерации и стока вихрей при вытеснении заряда из надпоршневой щели:

1 — головка цилиндра; 2 — прокладка стыка головки с цилиндром; 3 — цилиндр; 4 — поршень; $V_{щ}$ — щелевое цилиндрическое пространство; $V_{пл}$ — плоское щелевое пространство; H — надпоршневой зазор



энергия E_b к стадии смесеобразования возрастает практически обратно пропорционально H , поскольку дифференциал энергии согласно уравнению, составленному на базе ранее предложенного М. М. Вихертом, с учетом объемов щелевых пространств кроме V_n имеет вид

$$dE_{\text{к.с}} = \frac{18\pi^2 m_{\text{к.с}}}{f_{\text{к.с}}^2 V_x} \left(\frac{V_x - V_n - V_{\text{щ}}}{V_x} \right)^3 \left(\frac{dV_n}{da} \right)^3 da, \quad (2)$$

где $f_{\text{к.с}}$ — боковая поверхность цилиндра с диаметром основания D_r , равным диаметру горловины камеры сгорания (м^2); V_x — текущий объем надпоршневого пространства; V_n — текущий объем кольцевого пространства, заключенного между диаметрами цилиндра и камеры сгорания; $m_{\text{к.с}}$ — масса газов, заключенных в рабочем цилиндре.

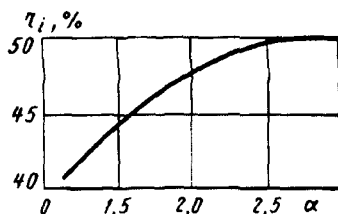
Данный фактор смесеобразования был в свое время использован при отработке камер сгорания с относительно малым диаметром горловины и расширением вниз типа ЦНИДИ. Впоследствии камеры подобного профиля, но со скругленными кромками горловины использовались для автомобильных дизелей "Перкинс". Их рекламными достоинствами были малая жесткость рабочего процесса и пониженная токсичность отработавших газов.

Таким образом, у большинства моделей модернизированных двигателей с наддувом рост π_k и давлений впрыскивания топлива естественно сочетается с минимизацией рабочего надпоршневого зазора. Она имеет значение не только с точки зрения улучшения смесеобразования, но и способствует использованию для активизации тепловыделения вблизи ВМТ большой части воздушного заряда. Это обусловлено как малым поступлением топлива в надпоршневую щель, так и интенсивным теплоотводом в ее стенки.

В результате экспериментов [25] установлено, что положительное влияние уменьшения H на топливную экономичность имеет место как у двигателей без наддува, так и с наддувом и оказывается значительно более интенсивным, чем повышение η_i в результате локального роста избытка воздуха (рис.6) в камере поршня. Данный факт может быть объяснен улучшением смесеобразования при снижении H , что проявляется и в ослаблении токсичности отработавших газов.

В последние годы проявляется тенденция не только к минимизации рабочего надпоршневого зазора (а потому объема надпоршневой щели V_n) но

Рис. 6. Зависимость η_i от α для дизелей ЧН 13/14 по опытным данным НАМИ



и к уменьшению объемов $V_{щ}$ щелевых пространств – цилиндрического $V_{ц}$ между головкой поршня над верхним поршневым кольцом и цилиндром, а также плоского – между головкой и торцом цилиндра, вблизи его рабочей поверхности (см. рис.5) $V_{п}$. Сумма $V_{щ} = V_{ц} + V_{п}$ составляла ранее существенную долю объема, заключенного в надпоршневом пространстве. Сток воздуха, вытесняемого в щели объемом $V_{щ}$, очевидно представляет вычитаемое общего стока из надпоршневого пространства при приближении поршней к ВМТ, ослабляющее поступление воздуха в основную часть камеры сгорания. Данное соотношение определяется как относительно низкими значениями чисел Маха потоков в камере, так и большим аэродинамическим сопротивлением центростремительному течению, определяемому меньшим кольцевым сечением на входе в камеру поршня по сравнению с периферией щели днища.

Как следует из результатов экспериментов [13], повышение плотности заряда в двигателях с наддувом может приводить к усилению влияния периферийного вихреобразования на протекание рабочего процесса вследствие роста крупных капель в оконечности факелов. Данное положение уязвляется с фактором интенсивного влияния на топливную экономичность величин объемов щелевых пространств.

Уменьшение $V_{щ}$ не только повышает долю воздуха, активно используемого для сгорания, но и позволяет увеличить долю энергии вихрей, формируемых в результате вытеснения воздуха из надпоршневого пространства в камеру сгорания.

В условиях массового производства и эксплуатации автомобильных дизелей фактические величины ϵ и $V_{н}$ могут колебаться в широких пределах вследствие большого количества звеньев размерных цепей, определяющих рабочие значения H и $V_{к.с}$. Игрют важную роль как сумма допусков на изготовление деталей, так и факторы их износа, а также тепловой деформации, в особенности "встречной" деформации выпускных клапанов и

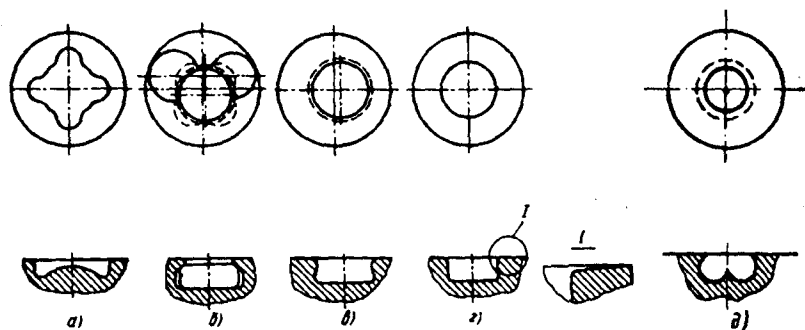


Рис. 7. Схемы камер сгорания автомобильных дизелей с турбонаддувом:

а и *б* — с четырьмя выемками соответственно на периферии и под горловиной; *в* — с уменьшенным диаметром горловины; *г* — с коническим торцом и суженной горловиной; *д* — глубокой ω -образной

поршней. Чтобы компенсировать неравномерность деформации последних, торцам их днищ иногда придают в холодном состоянии вогнуто-коническую форму (рис.7).

При определенной степени сжатия ϵ , а потому объеме камеры сгорания $V_{к.с} = V_H / (\epsilon - 1)$ колебание $V_{к.с}$ и $V_{пл} = V_H + V_{щ}$, вызываемое вариацией H , лимитируется у двигателей с турбонаддувом не только возможным ростом максимального давления цикла. Другим ограничительным фактором является ухудшение пуска и работы на малых нагрузках и холостом ходу. Последнее усугубляется увеличением неравномерности цикловой подачи топлива по цилиндрам в результате расширения диапазона p_i . Неравномерность проявляется в увеличении расхода топлива, интенсивном выбросе белого дыма, раздражающем запахе отработавших газов, повышенной вибрации автомобиля.

Таким образом, актуальность взаимосвязанных задач уменьшения вариации $V_{к.с}$ и $V_{щ}$, минимизации $V_{пл}$ автомобильных дизелей с турбонаддувом повышается по мере роста форсирования.

Положительное влияние уменьшения $V_{щ}$, H и $V_{пл}$ на топливную экономичность и токсичность форсированных двигателей определило поиск соответствующих конструктивных и технологических решений.

В 70-е годы предпочтение отдавали обработке торцов днищ порш-

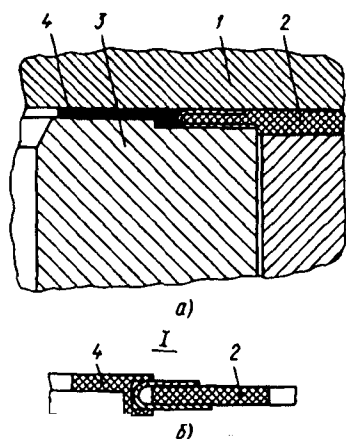
ней в комплекте с сопряженными деталями. Обеспечивая минимизацию рабочих значений H , данное решение не дает возможности сохранения исходной величины в процессе внезаводского ремонтного обслуживания. Более универсальным является минимизация H путем подбора толщин металлических прокладок газового стыка головок с цилиндрами.

Из реализуемых способов уменьшения величин и вариации H и $V_{пл}$ пространственными являются применение металлических прокладок малой толщины в газовом стыке головок цилиндров, заполнение стыка металлическим вытеснителем, представляющим часть стальной прокладки, а также предложенное в нашей стране заполнение стыка цилиндра с головкой фторопластовым уплотнительным кольцом (рис.8). Кольцевое цилиндрическое пространство между головкой поршня и цилиндром уменьшают путем сокращения расстояния от торца днища до верхнего поршневого кольца. Предпочтительно для двигателей с наддувом, в особенности высоким, применять в этих случаях поршни с головками из черных сплавов. Их соединение с юбками из легкого сплава позволяет сохранить массу, близкую к монолитным поршням из алюминиевого сплава, обеспечить высокий ресурс сопряжения поршневое кольцо—поршень. Немаловажным достоинством головок поршней из черных сплавов, в особенности при их масляном охлаждении, является значительное уменьшение температурного колебания расстояния от поршневого пальца до торца днища поршня.

Среди тенденций конструктивного выполнения камер сгорания автомобильных дизелей с турбонаддувом можно отметить возврат к широкому использованию тороидных форм с ω -образными образующими преобладающей доли объема. В области горловин, вероятно с целью повышения энергии периферийных вихрей, применяют местное ступенчатое сужение. Периферийные участки

Рис 8. Газовый стык головки цилиндров с блоком, содержащий фторопластовую окантовку прокладки головки цилиндров, и схема предварительной сборки:

а — газовый стык; б — схема предварительной сборки; 1 — головка цилиндра; 2 — прокладка; 3 — гильза цилиндра; 4 — фторопластовая прокладка (кольцо)



камер в ряде случаев имеют ступенчатые выступы или углубления (см. рис.7,а, б), иногда доходящие до контура горловины (см. рис.7,а). Последний при четырех углублениях напоминает форму квадрата.

Отход от тороидных форм периферийных участков камер мотивируют стремлением к генерации мелкомасштабной турбулентности в процессе сжатия. Высокие рекламные показатели двигателей с подобными камерами, в особенности при малых диаметрах цилиндров, высоком форсировании подтверждают утверждение о совершенстве смесеобразования. Однако распределение компонентов ансамбля вихрей может отклоняться от оптимального с точки зрения обеспечения минимальной токсичности отработавших газов.

Интенсивное влияние выполнения днища поршня, горловины камеры сгорания и огневой поверхности головки цилиндров на показатели дизелей с турбонаддувом, очевидно, явилось одним из факторов, стимулировавших уменьшение перекрытия фаз газораспределения.

Во второй половине 80-х годов уже не создано ни одной конструкции автомобильных дизелей с турбонаддувом, имеющих большое перекрытие фаз, во избежание глубоких вырезов в головке или днище поршня, позволяющих избежать "встречу" с клапанами. Кроме того, уменьшение перекрытия снижает энергетические потери при продувке.

Из реализуемых вариантов преимущества по формированию процесса в основной части камеры сгорания дает выполнение вырезов в головке. При интенсивном совершенствовании двигателей с турбонаддувом, в которых при впуске генерируется завихренность заряда, сохраняющаяся в процессе сжатия в форме вращения, нельзя не отметить улучшений в области рабочих процессов дизелей с рабочим процессом без организованной завихренности заряда [18].

Неиспользование эффектов завихренности в такте впуска компенсируются путями увеличения энергии распыливания топлива, а также формирования вихрей вытеснения в конце сжатия. Преимущества данных решений более эффективны при больших диаметрах цилиндров, а также в случаях применения топливной аппаратуры с особо высоким давлением распыливания.

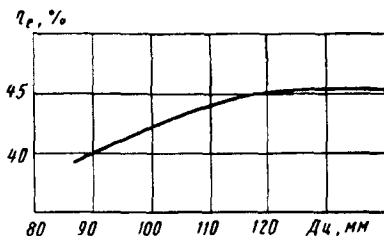
Таким образом, в последние годы произошла значительная диверсификация конструктивных и технологических решений, способствующих совершенствованию рабочих процессов автомобильных двигателей с турбонаддувом. Это позволило систематически снижать минимальный диаметр цилиндров, приемлемый для автомобильных двигателей с непосредственным впрыскиванием, и соответственно повысить η (рис.9), ослабить влияние масштабного фактора. Ведущее значение имеют повышение энергии распы-

Рис. 9. Влияние диаметра цилиндра на η_e автомобильных двигателей с турбонаддувом (по рекламной информации)

ливания топлива и оптимизация движения заряда в периферийных элементах камер сгорания.

Оба направления совершенствования сочетаются с применением конструктивных и технологических решений, направленных на снижение колебаний степени сжатия и объемов щелевых пространств камеры сгорания, повышение $\eta_{тк}$. Среди известных направлений использования достоинств дизелей с турбонаддувом по меньшей требовательности к качеству топлив отметим возможность эксплуатации на топливах неминерального происхождения.

Наряду с указанными положительными качествами совокупности процессов в дизелях с турбонаддувом отметим их органически большую приспособленность к работе в высокогорных условиях при значительно меньшем, чем у дизелей без наддува, снижении мощности. Это качество является следствием роста располагаемого перепада давлений, а потому энthalпии на турбину турбокомпрессора по мере снижения атмосферного давления. Оно реализуется при условии снижения топливоподачи для компенсации уменьшения плотности поступающего в двигатели воздуха. В данном случае при сохранении в высокогорных условиях мощности имело бы место чрезмерное возрастание частоты вращения ротора турбокомпрессора. Возросла бы также и температурная напряженность деталей двигателя. При отсутствии возможностей, резервов повышения частоты вращения ротора турбокомпрессора и температурной напряженности деталей пришлось бы допустить снижение мощности на 28 % при подъеме на высоту 3000 м, для чего потребовалось бы интенсивное "высокогорное" снижение подачи топлива. Однако рациональное выполнение турбокомпрессора, наличие резервов нагружаемости двигателя позволяют свести к минимуму снижение мощности дизелей с турбонаддувом в высокогорных условиях.



АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ ВПУСКА

Аэродинамические процессы в системах автомобильных двигателей с турбонаддувом формируются в условиях интенсивного подвода энергии возмущений потока в центробежном компрессоре и, как у двигателей без

наддува, периодических возмущений, возбуждаемых при нагнетании воздуха в цилиндры.

Проведенные в НАМИ электротермоанемометрические исследования показали, что спектр турбулентных пульсационных компонентов возмущений потока на выходе из центробежного компрессора системы турбонаддува характерен преобладанием высокочастотных составляющих свыше 1000 Гц. Интенсивность данных возмущений быстро снижается по мере продвижения потока по выпускному коллектору. Вероятно, что данные возмущения влияют на состояние пограничного слоя потока и, в конечной мере, на аэродинамическое сопротивление ветвей, ведущих в цилиндры.

В широко распространенных, особенно в СССР, восьмицилиндровых двигателях с "крестообразной" схемой коленчатого вала и отдельными для каждого ряда цилиндров впускными коллекторами возмущения отбора воздуха в цилиндры имеют "аритмичный" характер, обусловленный неодинаковостью угловых интервалов работы цилиндров каждого ряда в последовательности $90-180-270-180^\circ$ поворота коленчатого вала (рис. 10, а). Подобная неодинаковость интервалов при питании цилиндров из общего коллектора ряда приводит к периодическому колебанию параметров давления p_k , скорости v и температуры T_k потока. Из этих параметров изменение p_k по своей амплитуде является преобладающим, превосходящим 7 % среднего за цикл значения. Скорость потока характеризуется числом Маха, не превышающим 0,1, что определяет малость абсолютной величины колебания скоростной составляющей полного давления. Циклическое колебание температуры незначительно.

Подобно тому, что отмечено ниже применительно к процессам в элементах системы выпуска, циклическое колебание параметров по всей длине впускного тракта имеет идентичный, для каждого из цилиндров, характер. Бегущие волны возмущения параметров распространяются вдоль трубопровода со скоростью звука в потоке малой скорости. Деформация волн в процессе их пробега по выпускному коллектору находится в пределах точности технических измерений. Этим определяется возможность и целесообразность физико-математической трактовки волнового процесса во впускном тракте, основанной на его рассмотрении, исходя из концепции изотропного рабочего тела, аддитивности слабых возмущений в процессе нагнетания заряда в цилиндры. Реальный волновой процесс во впускном тракте традиционного многоцилиндрового четырехтактного двигателя с двумя впускными коллекторами и отходящими к цилиндрам относительно короткими ветвями приводит к циклическому изменению параметров, которое может быть представлено гармоническим рядом типа

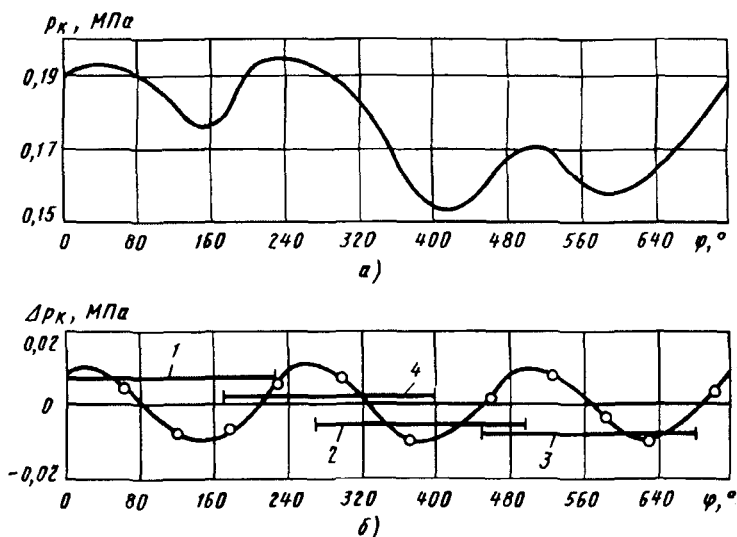


Рис. 10. График пульсаций давлений в коллекторе системы впуска одного ряда цилиндров дизеля 8ЧН 13/14 и диаграмма последовательности работы цилиндров:

а — экспериментальный график абсолютного давления; *б* — расчетный график пульсаций давления. Δp_k полученный в результате применения метода баланса масс энергии и количества движения для потока из четырех цилиндров в случае равномерного чередования работы цилиндров; 1, 2, 4 и 3 — номера цилиндров в диапазоне последовательности их работы

$$p_k = A_{0,5} \sin 0,5\omega t + A_1 \sin \omega t + A_{1,5} \sin 1,5\omega t + A_2 \sin 2\omega t + A_{2,5} \sin 2,5\omega t + \dots + A_i \sin i\omega t, \quad (3)$$

где A_i — амплитудный коэффициент i -го порядка.

В случае равномерного чередования рабочих ходов группы цилиндров, выпуск в которые осуществляется из данной ветви коллектора, члены ряда с дробными порядками становятся пренебрежимо малыми. Но при неравномерном чередовании рабочих ходов амплитуды этих членов резко возрастают, особенно половинного и кратными ему порядками. Поскольку соответствующие гармоники оказываются несинхронными с гармоническим рядом возмущений, соответствующих поступлению заряда в тот или иной цилиндр, то его наполнение может отличаться от наполнения других цилиндров в пропорции, в отдельных случаях, соответствующей отношению ам-

плитуд членов дробных порядков ряда (3). Одним из решений задачи уменьшения неравномерности заряда цилиндров является увеличение объема коллекторов. Но более перспективно расчленение коллекторов на группы, в каждой из которых имеет место равномерное чередование рабочих ходов и, следовательно, ликвидация составляющих дробных порядков гармонического ряда. Промежуточный эффект дает соединение двух коллекторов "уравнительными" каналами или симметричная система подачи воздуха от компрессора в приемный узел, распределяющий заряд по цилиндрам. Результатом совершенствования той или иной схемы воздухораспределения является снижение неравномерности заряда цилиндров.

Оценка неравномерности заряда цилиндров представляет сложнейшую методическую задачу. В НАМИ достигнуто продвижение в ее решении путем применения расчетно-экспериментального метода, основанного на использовании излагаемого ниже метода баланса масс, энергии и количества воздуха во впускном тракте и цилиндре, с одной стороны, для определения пульсаций параметров потока воздуха и оценки расхода воздуха каждым цилиндром в сочетании с точным замером суммарного расхода воздуха двигателем, с другой стороны. Сведение соответствующего баланса осуществлялось итерационным способом. Результаты расчетов пульсаций параметров потока во впускном тракте сопоставлялись с данными экспериментального определения параметров. Расхождение экспериментальных и расчетных данных, как правило, не превышало 5 %. Поэтому расчетные данные использовались для корректировки средней линии диаграммы параметров во впускном тракте, что дополнительно проверялось путем манометрического измерения давления.

Исследования показали, что без принятия мер по ослаблению интенсивности пульсаций параметров, неравномерность заряда цилиндров восьмичилиндрового дизеля с турбонаддувом типоразмера 84Н 14/14 может достигать до 10 %. Среди негативных последствий данной неравномерности наряду со снижением топливной экономичности могут быть отмечены рост 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 во все цилиндры двигателя приводит к локальному снижению α , вызывающему рост дымности газов, вытесняемых из соответствующих цилиндров. В конечной мере это проявляется в общем росте дымности отработавших газов, почти эквивалентном по интенсивности, дымности, полученной путем сличения с эталонами дымности по цилиндрам с наименьшими величинами α .

Характерная для ряда цилиндров восьмицилиндрового двигателя аритмичность проявляется в форме большой амплитуды компонентов дробного, особенно 0,5 порядка, вызываемой длительной "паузой" в работе цилиндров, а затем — осуществлением выпуска через короткий интервал (см. рис. 10,б). Именно это компонента и дает преобладающий вклад в результирующую "аритмичность" пульсаций, неравномерность работы цилиндров. Обращает внимание строгая аддитивность компонент гармонического разложения законов циклического изменения параметров потока во впускных трактах. Этот факт свидетельствует о малом вкладе отраженных волн в результирующий закон циклического изменения параметров. Последний, таким образом, может рассматриваться как стоячая (в координатах Лагранжа) или бегущая (в координатах Эйлера) волна.

Экспериментальные исследования с измерением пульсаций параметров в различных участках впускного трубопровода показали, что скорость перемещения волн практически равна скорости звука в потоке и нерегулярности, которые могли быть приписаны возникновению ударных или отраженных волн, практически отсутствовали. При длине магистрального участка впускных коллекторов автомобильных дизелей, не превышающей 1 м, сдвиг фаз волновых возмущений потока в них при частоте вращения коленчатого вала 900 мин^{-1} не превышает 36° поворота кривошипа. Отмеченное подтверждает применимость при аналитических исследованиях волновых процессов в воздухопроводах дизелей с турбонаддувом концепции изотропного рабочего тела с применением метода балансов масс, энергии и количества движения. Оправдан учет сдвига фаз результирующей волны в пределах трубопровода. Сравнение расчетных и опытных данных с достаточной для инженерной практики точностью (5 %) подтвердило целесообразность данного подхода.

В качестве мер по ослаблению неравномерности заряда цилиндров восьмицилиндровых двигателей с турбонаддувом были предложены и апробированы такие, как увеличение объема каждого из двух впускных коллекторов, соединение их магистральных участков "выравнивающими" каналами, замена двух независимых турбокомпрессоров каждого ряда одним, применение схемы симметричной подачи воздуха от компрессора через центральный воздухораспределительный узел, "перекрестная" группировка ветвей коллекторов. Перечисленные мероприятия давали положительные результаты и были реализованы на двигателях 8ЧН 13/14, 8ЧН 12/12, 8ЧН 14/14 и 8ЧН 21/21, позволив снизить амплитуду пульсаций параметра p_k воздуха на подводе к цилиндрам в 2–3 раза, соответственно улучшить равномерность заряда цилиндров. Благодаря этому уменьшается дымность

потока отработавших газов, определяемая цилиндрами с наименьшим a .

Проявляется тенденция к повышению топливной экономичности. Кроме того, снижение вариации a способствует повышению надежности двигателя с турбонаддувом, поскольку тепловая напряженность интенсивно зависит от a , T_T , а механическая — от p_z , в свою очередь возрастающего по мере увеличения заряда того или иного цилиндра. У двигателей с равномерным чередованием рабочих ходов в группе цилиндров, в частности у шестицилиндровых двигателей с равномерным чередованием работы цилиндров каждого ряда, а также у каждого ряда двенадцатицилиндровых двигателей повышается надежность. Значимость у них отмеченных проблем неравномерности заряда каждого цилиндра значительно снижается, а при оптимизации конструктивного выполнения практически отсутствует. Это является одним из принципиальных преимуществ шестицилиндровых двигателей по сравнению с восьмицилиндровыми с несовершенным коллектором.

Наряду с равномерным зарядом цилиндров имеется и реализуется возможность осуществления систем "турбодинамического" наддува, сочетающего турбонаддув с резонансной или инерционной настройкой системы впуска. Применение резонансных систем для шести- и четырехцилиндровых двигателей (рис. 11, а, б) было предложено Г. Чер (ВНР) [26]. Оно основано на идее использования для повышения наполнения эффекта резонаторов типа Гельмгольца (рис. 11, а, б), состоящих из резонансных камер 3, каждая из которых соединяется со впускными патрубками группы равномерно работающих цилиндров, и резонансных труб 1, питающих каждую из камер. Воздух поступает в каждую из резонансных труб из успокоительных камер 2, сообщаемых с компрессором турбокомпрессора.

Достоинством данной системы, в особенности для двигателей с турбонаддувом предыдущих поколений, является существенное повышение воздухоподдачи двигателей с турбонаддувом в области низких и средних частот вращения коленчатого вала при ее некотором снижении в области номинального режима. Последнее не является недостатком, поскольку в большинстве случаев, при нерегулируемых системах турбонаддува, подача воздуха при высоких n становится избыточной. В то же время повышение расхода воздуха и увеличение a при малых n дает существенный эффект, способствует улучшению запаса крутящего момента, топливной экономичности, снижению дымности отработавших газов. Положительным является относительно широкий диапазон n , в котором достигается улучшение показателей с резонансными системами "турбодинамического" наддува.

Но в 80-е годы благодаря повышению эффективности обычных систем

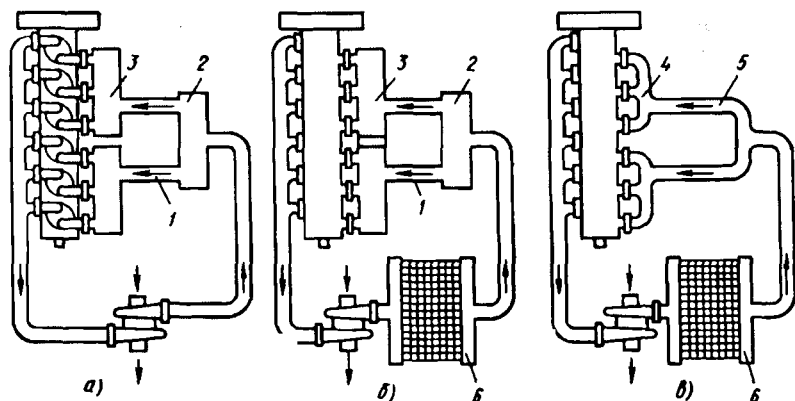


Рис. 11. Системы комбинированного турбогазодинамического наддува шестичилиндровых дизелей:

а — система Чер; б — система Чер с включением холодильника наддувочного воздуха; в — система без успокоительной камеры; 1 — резонансная труба; 2 — успокоительная камера; 3 — резонансная камера; 4 — коллектор системы впуска; 5 — резонансная труба; 6 — холодильник наддувочного воздуха

турбонаддува, турбокомпрессоров, совершенствованию систем топливоподачи и органов автоматического регулирования стало возможным значительно повышать уровень наддува и, соответственно, воздухопоступления на малых и средних частотах вращения, увеличивать запас крутящего момента до 20–30 % без резкого роста воздухопоступления при высоких n . Кроме того, созрели возможности применения систем турбонаддува с регулируемой пропускной способностью турбин, позволяющих еще более улучшить протекание характеристик без увеличения габаритных размеров, неизбежных в случае реализации резонансных систем. Тем не менее их реализация при соответствующем учете в стадии конструирования двигателей, в особенности при охлаждении наддувочного воздуха, заслуживает внимания.

Еще до применения резонансных систем использовались успокоительные камеры. Но продолжают применяться системы инерционного наддува без подобных камер (рис.11,в). Благодаря подбору длин трубопроводов, подводящих воздух к цилиндрам, в особенности в сочетании с охлаждением наддувочного воздуха, удастся существенно повысить заряд цилиндров, улучшить показатели двигателей в относительно узкой области n , соответствующей максимуму крутящего момента, увеличивая его запас, ценой

закономерного проигрыша при больших n (рис.12). Очевидно, что отработку подобных систем целесообразно сочетать с отработкой силовой установки автомобиля. Но отмеченный прогресс дизелей с турбонаддувом 80-х годов ограничивает диапазон применения устройств инерционного наддува. Осуществление подобных систем с волновой настройкой систем впуска в восьмицилиндровых двигателях не практикуется ввиду громоздкости соответствующих устройств. Основным направлением работ по совершенствованию систем впуска восьмицилиндровых дизелей с турбонаддувом остается сведение к минимуму пульсации параметров. Таким образом, использование известных аналитических подходов для численного исследования математического моделирования процессов во впускных трактах восьмицилиндровых двигателей с турбонаддувом имеет ограниченное практическое значение.

Следует обратить внимание на актуальную задачу оптимизации аэродинамики узла – впускной патрубок головки цилиндров – впускной клапан – цилиндр. Известно, что у двигателей с турбонаддувом коэффициент наполнения, несмотря на рост заряда, существенно повышается по сравнению с двигателями без наддува той же размерности. Ранее опубликованная зависимость η_V от π_k в форме

$$\eta_{V_k} = \eta_{V_i} \pi_k^x$$

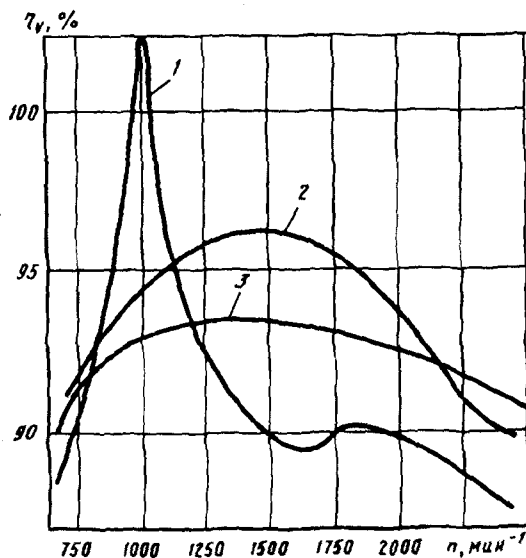


Рис. 12. Зависимости η_V

от частоты n для систем:

1 – без успокоительной камеры; 2 – Чер; 3 – турбонаддув без использования динамических эффектов

где x изменяется от 0,8 до 0,5, в основном подтверждается практикой.

Помимо влияния уменьшения подогрева заряда на η_V очевидную роль играет снижение работы наполнения цилиндра $L_{\text{вп}}$ на единицу массы заряда при его нагнетании по сравнению со всасыванием, при малом увеличении скорости потока во впускных органах, в результате осуществления турбонаддува. Развившаяся в 80-е годы в автодизелестроении тенденция к замене конструкций головок цилиндров с двумя клапанами на цилиндр на схемы с четырьмя клапанами (два впускных и два выпускных клапана на цилиндр) в наибольшей мере охватила высокофорсированные дизели с большими цилиндрическими мощностями, а в последнее время распространилась на двигатели легковых автомобилей. Увеличение времени — сечения впускных клапанов при подобной замене составляет 15–20 %, а реальный эффект для моделей с турбонаддувом в форме повышения η_V ограничен 3 % по абсолютной величине при $v_{\text{ср}} = 11$ м/с, повышаясь по мере роста $v_{\text{ср}}$.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМАХ ВЫПУСКА

Известно, что доля энергетического баланса двигателя, соответствующая энthalпии отработавших газов дизелей, соизмерима с полезной работой (см. рис.1). Поэтому использование даже небольшой части данной энергии может не только обеспечить турбонаддув, в том числе высокий, но и существенно повысить эффективный КПД двигателя. Немаловажный вклад в прирост η_e может оказать снижение доли механических потерь, в которых в качестве крупной компоненты включена затрата энергии на выпуск отработавших газов. Таким образом, роль совершенства процессов выпуска в формировании энергетических показателей и топливной экономичности весьма велика и в связи с тенденцией к повышению наддува должна повышаться. Между тем по своей природе процесс выпуска газов из цилиндра через клапан связан с потерей энергии вследствие интенсивных ударных потерь при истечении газа в надкритической стадии, а затем потерь типа Борда-Карно в подкритической стадии.

На рис. 13 показана полученная в НАМИ путем фотосъемки на "теневой" установке Теглера методом "замораживания" структур практически мгновенная экспозиция структуры потока в выпускном патрубке в надкритической стадии истечения через кольцевую щель между клапаном и сед-

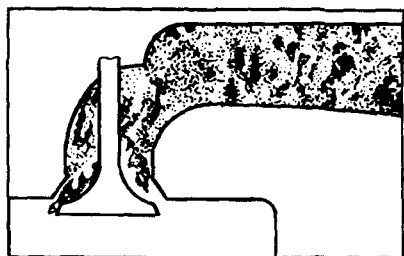


Рис. 13. Структура потока в выпускном патрубке головки цилиндров четырехтактного дизеля

лом. Обращает внимание наличие хаотической системы уменьшающихся по мере удаления от щели пространственных скачков плотности газа, которая, по мере продвижения к выходному участку выпускного патрубка, приобретает вид "кашеобразной" совокупности маломасштабных вихрей. Последние, очевидно, представляют проявление уменьшающихся деформаций исходных, более крупных возмущений или вихрей. Фотографии не показывают проявлений крупных прямых или косых скачков уплотнений, признаков ударных волн. Этот факт хорошо согласуется с результатами осциллографирования параметров волнового процесса в коллекторах. Осциллограммы давления не показывают признаков наличия и продвижения ударных волн. По аналогии с измерениями волн во впускном тракте как на полноразмерном двигателе, так и на моделирующей установке была определена скорость пробега волн и их деформация. Последняя, как это показано на рис. 14, была относительно незначительной, что является одним из признаков отсутствия ударных волн. Скорость пробега волн соответствовала скорости распространения в выпускных газах слабых возмущений, суммируемой со скоростью течения.

Осциллограммы давления в выпускном коллекторе восьмицилиндрового двигателя показывают, что взаимодействие волн, возбуждаемых при выпуске из цилиндров с малым угловым интервалом, соответствующим 90° поворота кривошипа, носит регулярный характер, а возбужденные волны повышенной амплитуды могут быть разложены на компоненты частот, кратных основной частоте вращения коленчатого вала, согласно формуле (3). Этим оправдывается применимость так называемой "квазистатической" концепции рассмотрения процесса выпуска и питания выпускными газами утилизационной турбины турбокомпрессора. Более аргументированное доказательство приемлемости этой концепции было выполнено с использованием установки, имитирующей выпуск. Установка позволяла воспроизводить пульсирующий нестационарный подвод рабочего тела, выбрасываемого из ресивера в выпускной тракт, питающий утилизационную турбину. В

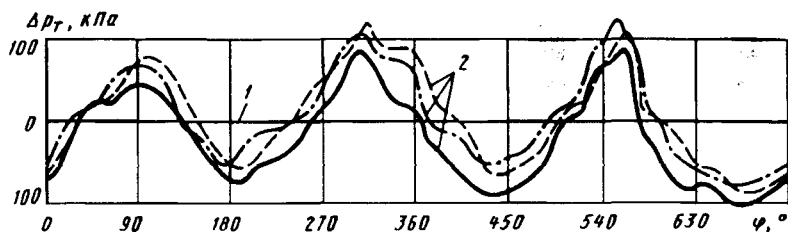


Рис. 14. Волны давления p_T в системе выпуска при выпуске из разных цилиндров дизеля по результатам экспериментов на полноразмерном восьмицилиндровом дизеле:

1 — условное среднее за цикл значение p_T ; 2 — отклонение от среднего значения избыточного давления Δp_T ; — — — 5-й цилиндр; — · — — 8-й цилиндр; - - - - 6-й цилиндр

тракте цилиндр-турбина Л. М. Тартаковским воспроизводился закон изменения параметров (кроме температуры), подобный натурному процессу в выпускном коллекторе многоцилиндрового автомобильного турбопоршневого двигателя.

Имитируемый на данной установке закон изменения давления на подводе к турбине, в пределах точности технического эксперимента, был сходен по давлению, с законом изменения давления в системе выпуска автомобильного дизеля с турбонаддувом (с соблюдением принципов газодинамического подобия). Был найден осредненный КПД турбины путем непосредственного замера ее работы на пульсирующем потоке и определения располагаемой работы по манометрическим параметрам на подводе, а также и среднего значения, полученного путем интегрирования располагаемой работы за цикл.

Внутренний КПД турбин, определенный вторым способом, был более высоким, чем при определении традиционным, первым. Затем был выполнен эксперимент по определению работы радиально-осевой турбины при подводе к ней рабочего тела от той же установки с последовательным раскрытием, а затем закрытием устройства, имитирующего функционирование выпускных клапанов, через малые интервалы углов.

В ходе экспериментов определялся расход рабочего тела для каждого из интервалов в течение конечного отрезка времени. По полученным данным был определен средний КПД турбины за один полный цикл процесса в газопроводе при бесспорной имитации квазистатического подхода, для

чего было также осуществлено определение среднего давления на подводе к турбине при том же напоре в имитирующем цилиндре, как и в динамических условиях функционирования установки. Результаты определения средних за цикл параметров рабочего тела и КПД турбины с погрешностью 3 % такие же, как и в условиях динамического функционирования установки. Отмеченные результаты определили возможность представления волн, проявляющихся в циклическом измерении параметров потока в газопроводах двигателя с турбонаддувом как совокупности слабых возмущений, возбуждаемых при последовательном изменении сечения выпускных клапанов, эффект отражения волн от турбины практически не проявлялся. Уровень интенсивности волн наиболее практично оценивать отношениями $A_{\text{ср}} = (p_{\text{тmax}} - p_{\text{тmin}}) p_{\text{тср}}$ и $A_{\text{max}} = (p_{\text{тmax}} - p_{\text{тmin}}) p_{\text{тmin}}$. Значение $\bar{A}_{\text{max}}$ при среднем наддуве доходило до 2, а $A_{\text{ср}}$ до 1,5. Но и при высоком турбонаддуве, соответствующем $\pi_k = 2,7$, величина $\bar{A}_{\text{max}}$ не снижалась менее 1,8. Таким образом, величины A на порядок выше, чем в системах впуска.

Как следует из рассмотрения графиков, данных на рис. 15, иллюстрирующих характер волн возмущений, возбуждаемых в системе выпуска двигателей с разным числом цилиндров и группировкой ветвей выпускных коллекторов, что наиболее интенсивны и асимметричны, внешне "аритмич-

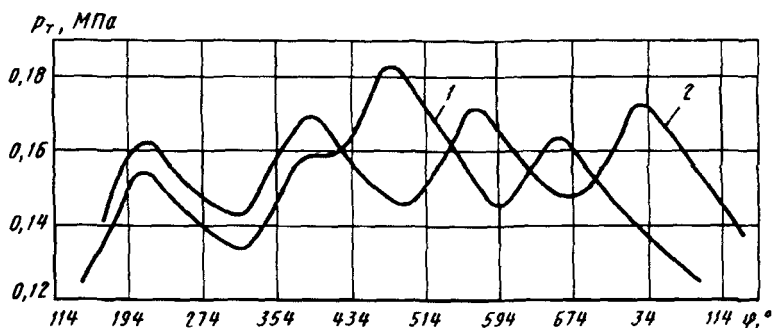


Рис. 15. Цикловое изменение параметра p_t в коллекторе системы выпуска восьмичилиндрового дизеля 84Н 13/14:

1 — при коллекторе, собирающем отработавшие газы четырех цилиндров одного ряда; 2 — при коллекторе, собирающем отработавшие газы четырех цилиндров, работающих через одинаковые угловые интервалы — 180° поворота коленчатого вала

ные" волны в выпускном коллекторе одного ряда цилиндров восьмицилиндрового двигателя с "крестообразной" схемой коленчатого вала. Но гармонический анализ, выполненный в соответствии с формулой (3), показывает закономерный характер асимметрии, периодической повторяемости при пробеге волн по выпускному, при достаточно строгом соблюдении принципа аддитивности гармонических компонент разных частот. Большие значения имеют гармоники 0,5, а затем и 1-го, 1,5-го порядков. У более высокочастотных компонентов амплитудные коэффициенты интенсивно снижаются. Как образование, так и взаимодействие, интерференция волн не вызывают затрат энергии, за исключением необходимых для вытеснения газов из цилиндров в систему выпуска. В связи с этим "аритмичные" волны, характерные для восьмицилиндровых двигателей данного вида, должны приводить к неравномерности газообмена разных цилиндров, возможности негативного влияния как на механические потери, так и на протекание рабочего процесса, а также и на надежность двигателя. Но имеется возможность ослабления данных эффектов путем группировки ветвей выпускного коллектора с объединением для обоих рядов в едином (при одном турбокомпрессоре) канале, подводящем к турбине, или же в двух каналах, питаемых от четырех цилиндров обоих рядов, работающих через равномерные угловые интервалы, соответствующие 180° угла поворота кривошипа.

В обоих случаях для ограничения энергетических потерь при смещении потоков и повышении его равномерности на входе в турбину целесообразна газодинамическая отработка объединяющих узлов в форме так называемых преобразователей импульсов. Для группы из четырех равномерно работающих цилиндров угловой интервал волн при их представлении в форме диаграммы $p-\varphi$ или $p-\tau$ незначительно отличается от углового интервала работы цилиндров. Поэтому нарастание амплитуд волн, возбуждаемых при выпуске из разных цилиндров, здесь имеет место лишь в ограниченной мере, определяемой асинхронностью возмущений, вызываемой конечной скоростью пробега волн в газопроводах конечной длины. В результате имеется сдвиг волн, тем больший, чем выше частота вращения коленчатого вала. Среди сопоставляемых двигателей или секций цилиндров наиболее благоприятны условия протекания волновых процессов в трехцилиндровых двигателях или групп из трех цилиндров, работающих через равные угловые интервалы. Здесь интерференция волн не имеет места, протекание процессов газообмена в разных цилиндрах идентично. В рассматриваемом отношении неблагоприятны условия протекания газодинамических процессов в пятицилиндровых двигателях или секциях. Здесь ввиду невозможности симметричной группировки ветвей условия протекания газо-

динамических процессов для разных цилиндров неодинаковы или же неблагоприятны из-за перекрытия фаз выпуска последовательно работающих цилиндров, поскольку интервал между ними меньше продолжительности такта выпуска. Поэтому работа выпуска повышается по сравнению с сопоставляемыми двигателями.

Рассмотрение выше ограничивалось лишь учетом давления ввиду его большой вариации, измерение которой связано с меньшими методическими трудностями по сравнению с другими параметрами. Но для реальных процессов в газопроводах характерно интенсивное циклическое изменение температуры газов в относительном диапазоне, при отсутствии продувки 2:1, а при наличии последней 3:1. При этом следует учесть "слоистую" переменность температуры вдоль коллектора. Еще более интенсивна вариация числа Маха от 0 до 0,5. Приводимая инженерно-расчетная методика позволяет комплексно учитывать вариацию всех трех взаимосвязанных параметров p_t , v_t и T_t .

Совокупность полученных данных приведенного рассмотрения привела к заключениям об отсутствии ударных волн в потоке отработавших газов, текущих в системах выпуска автомобильных турбопоршневых двигателей. Получено подтверждение применимости для аналитических исследований процессов в данных системах квазистационарных методов решений систем дифференциальных уравнений с простыми производными, выражающими балансы масс, энергии и количества движения. Для решения может быть использован принцип "изотропного" рабочего тела в его модификации, учитывающей "снос" центра массы элементов потока со скоростью последнего. Практичность данного подхода полностью подтверждена опытными данными. Обобщение информации о характере газодинамических процессов в системах выпуска газов и питания утилизационных турбин автомобильных турбопоршневых двигателей позволяет отметить следующее. Как в условиях низкого и среднего, так и высокого турбонаддува реальные процессы в данных системах носят циклически переменный, волновой характер, наиболее регулярно проявляющийся при равномерной работе группы цилиндров, питающей ту или иную ветвь коллектора. В связи с этим и с учетом уменьшения в рациональных пределах объема коллекторов даже при высоком турбонаддуве, процессы в них являются для автомобильных двигателей резко "импульсными". Но степень уменьшения давления в них ограничена условием "запирания" радиально-осевой турбины под действием центробежных сил. Величина p_{tmin} связана с ω_t^2 зависимостью, близкой к линейной.

В условиях возбуждения в потоках выпускных газов интенсивных пульсаций параметров конструктивное выполнение коллекторов, особенно их узлов соединения ветвей, идущих от головок цилиндров к турбинам турбокомпрессоров, может оказывать значительное влияние на условия опорожнения цилиндров, а следовательно, и работу выпуска. Наряду с этим от характера взаимодействия потоков в этих узлах зависит работа турбины. В конечной мере от конструктивного выполнения систем выпуска, узлов соединений их ветвей зависит эффективность систем турбонаддува, показатели двигателей, в особенности восьмицилиндровых, с неравномерной работой четырех цилиндров ряда.

Известны подходы к решению задач рациональной организации встреч потоков, идущих к турбинам турбокомпрессоров от цилиндров в форме так называемых преобразователей импульсов, узлов, в которых взаимодействуют эти потоки. Аналитическая трактовка процессов в этих узлах основывалась на применении известных решений одномерных задач взаимодействия потоков в струйных эжекторах и использовании метода объемных балансов. Учет реальных спектров пульсационных составляющих ранее не осуществлялся. Развитие техники исследований позволило в последние годы расшифровать спектры пульсаций в сочетании с учетом неоднородности задачи, неравномерности параметров потоков. Это дало возможность продвинуться в решении задач совершенствования выполнения узлов газопроводов систем турбонаддува. Путем применения основанного на экспериментах и расчетах конструирования узловых элементов систем турбонаддува удастся существенно повысить показатели двигателей в результате улучшения условий протекания процессов выпуска газов из цилиндров и питания турбин турбокомпрессоров.

На рис.16 показана схема типичного тройникового узла системы выпуска. Она характерна кривизной сопрягаемых ветвей, наличием разделительного элемента, препятствующего "лобовой" встрече подводимых потоков, значительной протяженностью участка или камеры их смешения.

Проведенные в НАМИ на установках для физического моделирования исследования позволили уточнить структуру пульсационных составляющих потоков в газопроводах. Помимо интенсивных периодических низкочастотных составляющих, кратных вращению коленчатого вала, с частотными коэффициентами, равными 0,5; 1; 1,5; 2,5; 3... в спектрах пульсационных составляющих присутствуют детерминированные энергосодержащие компоненты с частотами несколько сот Гц, а также ансамбль турбулентных высокочастотных составляющих с малой энергией.

Уравнения сохранения массы количества движения и энергии применительно к тройниковому узлу рассматриваемого вида использованы в форме

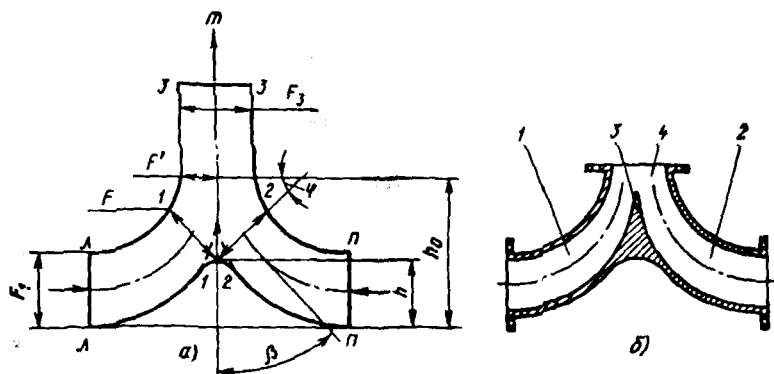


Рис. 16. Схемы симметричного тройникового узла преобразователя импульсов:

а - расчетная; б - конструктивная; 1 - подводящий патрубок левого ряда цилиндров; 2 - подводящий патрубок правого ряда цилиндров; 3 - разделительный элемент; 4 - выходной патрубок; 1-1; 2-2 - сечения на входе в камеру смешения; А-А - входное сечение потока из левого ряда цилиндров; n-n - входное сечение потока из правого ряда цилиндров; т - турбина; F' - сечение на условной границе разделителя

$$G_1 + G_2 = G_3; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_1 + \rho_1 v_1^2 / a_1 k) F_1 \cos \beta_1 + (\rho_2 + \\ & + \rho_2 v_2^2 / a_2 k) F_2 \cos \beta_2 + \int_F p dF - (\rho_3 + \rho_3 v_3^2 / a_3 k) F_3 = 0; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \rho_1 v_1 \text{cp} [(k/k-1) \rho_1 / \rho_1 + \beta_{1k} v_1^2 / 2 a_{1k}^2] F_1 + \\ & + \rho_2 v_2 \text{cp} [k \rho_2 / \rho_2 (k-1) + \beta_{2k} v_2^2 / 2 a_{2k}^2] F_2 - \\ & - \rho_3 v_3 \text{cp} [k \rho_3 / \rho_3 (k-1) + \beta_{3k} v_3^2 / 2 a_{3k}^2] F_3 - \Delta E = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

где $v_{icp} = \frac{\int \rho v dF / \rho_i F_i}{F_i}$; v_{icp} — среднерасходная скорость потока в

сечениях i (1, 2, 3). Коэффициенты неравномерности типа Крокко α_{ik} и β_{ik} приняты Lu_3^3 в виде, предложенном Л.М. Тартаковским,

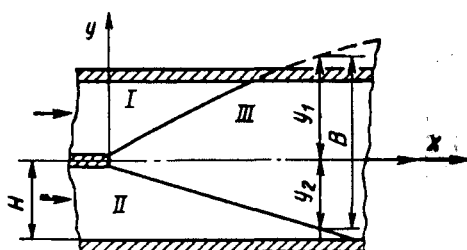
$$\alpha_{ik} = \left[\frac{\int \rho v dF^2 / \rho_i dF}{F_i} \right] \left[\frac{\int \rho v^2 dF}{F_i} \right];$$

$$\beta_{ik} = G_i \left[\frac{\int \rho v^3 dF}{F_i} \right] \left[\frac{\int \rho v^2 dF}{F_i} \right];$$

Принимавшаяся модель смешения потоков основывалась на известной аналогии профиля скорости и температуры торможения при смешении свободных струй и потоков в канале. Толщина слоя смешения (рис.17) представлялась в виде функции турбулентной вязкости, определяемой как совокупность турбулентных вязкостей потоков в различных элементах камеры смешения. Данная модель дает возможность определять параметры взаимодействующих потоков в камерах смешения конечной длины. Для оценки влияния геометрии тройниковых узлов на динамические процессы в газопроводах двигателя был использован алгоритм, основанный на приведенном ниже методе НАМИ балансов масс, энергии и количества движения. В результате экспериментальных и расчетных исследований, с использованием данных подходов, была подобрана геометрия тройникового

Рис. 17. Схема взаимодействия потоков в камере смешения преобразователей импульсов (одномерная схематизация):

I и II — до смешения; III — зона смешения; B — толщина слоя смешения



позволяющая обеспечить малый уровень энергетических потерь, при взаимодействии потоков:

$$\xi = \Delta p^* / 2\rho_3 v_3^2.$$

где Δp^* – потери давления торможения в тройниковом узле.

В частности, установлено, что минимум ξ достигается при определенной относительной $\bar{h} = h/h_0$ высоте разделителя, где h_0 – теоретическая высота, соответствующая пересечению касательных средних линий каналов. При увеличении конфузурности F/F' подводящих каналов оптимальная величина $\bar{h}$ уменьшается. Учет влияния неравномерности взаимодействующих в тройниковом узле потоков позволяет заметно уменьшить расхождение результатов расчета и эксперимента. У восьмицилиндровых двигателей с равномерным чередованием работы четырех цилиндров, питающих одну ветвь коллектора, и тем более у шестицилиндровых двигателей, системы выпуска которых разделены на две симметричные части, негативный эффект от взаимодействия потоков объединяемых цилиндров снижается. Но и здесь остается в силе целесообразность рационализации выполнения узла, объединяющего ритмичные потоки, соответственно от четырех или трех цилиндров. Целесообразность устройства конечного тройникового узла здесь должна оцениваться в сравнении с применением турбин, имеющих два параллельных улиточных подвода к общему рабочему колесу.

Таким образом, развитие концепции преобразователей импульсов в направлении оптимизации тройниковых узлов систем выпуска дало возможность существенного улучшения показателей двигателей с турбонаддувом. На рис. 18 представлена схема системы выпуска с индивидуальными преобразователями импульсов от каждого цилиндра и групповых от обоих цилиндров восьмицилиндрового двигателя.

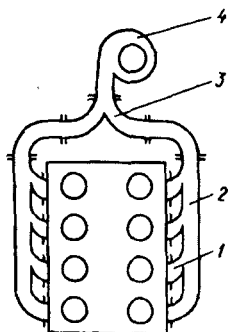


Рис. 18. Схема подвода газа к турбине турбокомпрессора двигателя 8ЧН 14/14 с комплексом преобразователей импульсов:

1 – патрубок, подводящий отработавшие газы из цилиндра в коллектор системы выпуска; 2 – коллектор системы выпуска; 3 – преобразователь импульсов; 4 – турбина

С учетом интенсивной нестационарности процессов выпуска и относительно слабой процесса выпуска общеизвестное уравнение баланса работ компрессора и турбины целесообразно представить в форме

$$c_{pв} T_a (\pi_k^{\frac{m}{k}} - 1) / \eta_0 = \int_0^{\varphi_u} dL_{te}, \quad (7)$$

где dL_{te} – дифференциал работы турбины в том или ином элементарном интервале циклического процесса изменения параметров на подводе к ней, $\frac{m}{k} = (k - 1)/k$; $k = c_{pк} / c_{vк}$.

Значение дифференциала dL должно определяться с учетом как циклического изменения параметров на подводе к турбине, так и влияния на энтальпию подводимых к ней газов затрат энергии для осуществления работы в соответствии с участком насосных ходов индикаторной диаграммы.

При большой неравномерности граничных условий газообмена разных цилиндров двигателя вид выражения в правой части уравнения (7) следует модифицировать с расчленением его на составляющие, индивидуальные для каждого из цилиндров. Эффективность системы турбонаддува с учетом энергетических потерь в тракте от цилиндров к турбине может оцениваться коэффициентом вида

$$\eta_{тн} = \eta_{тке} \eta_{с.т} = \eta_0 \eta_{те} \eta_{с.т}, \quad (8)$$

где $\eta_{тке}$ – эффективный КПД турбокомпрессора; $\eta_{с.т}$ – КПД системы подвода к турбине; η_0 – изэнтропный КПД компрессора; $\eta_{те}$ – эффективный КПД турбины, рассчитываемый по интегральному выражению типа (7).

Согласно упрощенной методике, изложенной ниже в данной главе, или определенной по более совершенным методикам учета нестационарности для ориентировочных инженерных расчетов без учета факторов нестационарности процессов в газопроводах и их влияния на механические потери, оправдано применение упрощенной методики, излагаемой в данной главе книги и приложениях. При значении $\eta_{тке} = 0.5$ и $\pi_k = 1.7$ величина $\eta_{с.т}$ может быть оценена значением 0.3. Следовательно, энергетические потери в турбокомпрессоре меньше, чем потери в тракте от цилиндров к турбине. Этим определяется актуаль-

ность совершенствования газодинамических процессов в этих трактах.

Одним из элементов решения данной задачи является применение преобразователей импульсов.

Изложенное объясняет причины столь подробного, в рамках данной книги, изложения вопросов специфики как аэродинамических, так и газодинамических процессов в системах турбонаддува, от совершенства которых зависит его влияние как на энергетические показатели, так и на топливную экономичность и в значительной мере напряженность деталей рассматриваемого типа двигателей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВ В СИСТЕМЕ ВЫПУСКА ТУРБОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДАМИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО БАЛАНСОВ

Большое внимание, которое уделено в данной книге вопросам газодинамических процессов в элементах систем турбонаддува, обусловлено тем, что энергия, необходимая для осуществления турбонаддува, представляет ограниченную долю работоспособности отработавших в цилиндрах газов. От совершенства организации данных процессов в большой мере зависят как эффективность турбин, так и механические потери в двигателе, а также его эффективный КПД и надежность.

Поэтому работы по совершенствованию процессов данной группы целесообразно развивать с учетом изложенного опыта. Излагаемые ниже аналитические подходы, хотя и уступают по общности и изяществу некоторым, разработанным другими отечественными и зарубежными авторами, являются применительно к автомобильным двигателям достаточно практичными, удобными для применения и охватывают большую часть многогранных влияний режимных факторов и выполнения систем выпуска на работу двигателя.

Полная система уравнений, которая может быть положена в основу конечно-разностного решения, состоит из основного уравнения динамики — второго закона Ньютона, уравнения материального баланса системы и обобщенного уравнения закона сохранения энергии. В общем виде подлежит учету трение потока о стенки трубопровода. Наряду с этим для нетеплоизолированных стенок трубопровода следует учитывать передачу тепла от рабочего тела в окружающую среду в форме уравнения теплопередачи.

При введении основного допущения — одинаковости параметров рабочего тела по всей длине трубопровода — все уравнения составляются примени-

тельно к обобщенным массам заряда, размещенным в магистральной части трубопровода и в питающем ее подводящем патрубке (рис.19).

Уравнение динамики применяется в форме, учитывающей разветвленный характер системы: равенство импульса их внешних сил изменению количества движения системы:

$$I_x = \Delta K_{\Delta x} \quad (9)$$

в проекции на ось магистрального участка трубопровода. При этом в числе внешних сил учитываются реакция торцовых стенок магистрального участка трубопровода наряду с давлением газа в подводящем и отводящем патрубках. Пренебрегая членами высших порядков малости при раскрытии скобок правой части, получим уравнение типа (10) для приращения скорости потока в коллекторе в i -м интервале:

$$\Delta v_{\tau i, \text{ср}} = \{ \Delta \tau p_{\tau i} \bar{\Omega}_{\tau} [\bar{\Omega}_{\tau} \cos \alpha_1 + 1 - p_{\tau i} (1 - \bar{\Omega}_{\tau} - \epsilon_y \bar{\Omega}_y)] \} / G_{\tau i} p_{\tau i} + \\ + \Delta \bar{G}_{y i} (1 - v_{y i}) + \Delta \bar{G}_{y i} (v_{\tau i} \cos \alpha_1 - 1) \dots \quad (10)$$

Для изменения давления газа в малом интервале времени процесса при невысокой скорости потока и малом теплоотводе в стенки получено простое выражение

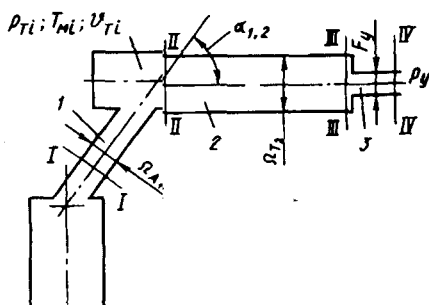
$$\Delta p_{\tau i} = \Delta G_{\tau i} \left[T_{\tau i} \left(\frac{x+1}{x+0.5} \right) + \frac{x}{x+0.5} \right] - \Delta G_y \left(\frac{2x+\epsilon}{x+0.5} \right) \quad (11)$$

где дробные члены правой части характеризуют изменение потенциальной энергии газа: $x = c_V / (c_p - c_V) = 1/k - 1$; $k = c_p / c_V$; $m = (k - 1)/k$;

ΔG — количество газа в данном интервале, поступившего из цилиндра (индекс "и"), ушедшего в турбину (индекс "у") или изменившееся в i -м интервале.

Рис. 19. Аппроксимированная схема разветвленного газопровода от цилиндров к турбине. Сечения:

I-I — выпускной патрубок от головки цилиндров; II-II — магистрального участка; III-III — выходного узла; IV-IV — на входе в турбину



Изменение температуры газа в коллекторе для интервала времени (Δt) может быть представлено уравнением

$$\Delta T_{гi} = \frac{\Delta G_{ui} [T_{ui}(x+1) + 0.5] - \Delta G_{yi} [3 + \epsilon_y^m + 0.5]}{x + 0.5} \quad (12)$$

Обозначения геометрических параметров приведены на рис.19. Обозначение $\bar{P} = P_i/P_T$ — представляет отношение текущих параметров P_i к параметрам P_T в трубопроводе 2. Выведенные уравнения для расчета p_T сходны с ранее полученными Н. М. Глаголевым, но учитывают значительно большее число факторов.

Несмотря на условность исходных допущений, использование уравнений (10) и (11) позволяет количественно оценить влияние факторов на протекание рабочего процесса в системе выпуска, а также учитывается неоднородность газа, его кинетическая энергия.

Может быть оценена роль отдачи тепла рабочим телом в окружающую среду. Для этого необходимо выбрать значение коэффициента теплопередачи в используемой формуле для передачи потока газа стенкам трубопровода. Влияние оказалось относительно малым.

Полученная система дифференциальных уравнений в конечно-разностной форме [(10), (11), (12)], решаемая совместно с уравнениями расхода газа из цилиндра и трубопровода, сводится к системам уравнений с одним неизвестным параметром времени τ , определяющим протекание остальных величин. Хотя уравнения имеют линейную форму по отношению к зависящим от времени G_u , G_y , v и т.д., алгебраическое решение данной системы оказывается невозможным вследствие сложных функциональных зависимостей этих величин от τ . Поэтому решение данной системы возможно в численной форме.

Изложенная приближенная методика позволяет с достаточной для практики инженерных расчетов точностью определять на стадии проектирования двигателей с турбонаддувом закон изменения параметров выпускных газов в коллекторах с учетом большинства факторов реальных процессов. Об этом свидетельствует сопоставление приведенных на рис.20 графиков для двигателя типа 8ЧН 13/14 с простейшей компоновкой систем турбонаддува, характерной наличием двух выпускных коллекторов, каждый из которых собирает газ одного ряда цилиндров.

Практическое отсутствие нерегулярных возмущений объясняется подбором турбины, в минимальной степени отражающей набегающие волны, т.е. с небольшим волновым сопротивлением.

Расчет позволяет определить интегральную работу турбины за полный цикл изменения параметров потока, и, что не менее важно, дифференцировано исследовать протекание процессов выпуска из каждого цилиндра, а потому проводить анализ протекания процессов газообмена и затрат энергии на насосные хода полноразмерного, многоцилиндрового двигателя. Потери работы расширения вследствие опережения открытия выпускных клапанов относительно невелики. Влияние вариации фаз значительно.

Как видно из графиков на рис.21, у восьмицилиндровых двигателей с турбонаддувом, выполненных по данной схеме, протекание процессов выпуска из разных цилиндров значительно отличается, что сказывается как на топливной экономичности, так и на напряженности деталей, а также на дымности и токсичности отработавших газов.

Приведенная балансовая методика позволяет рассчитывать не только вариацию параметра давления, но и скорости и температуры потока. Если колебание скорости может быть учтено путем параллельного замера статического и полного давления торможения потока, то замер колебаний

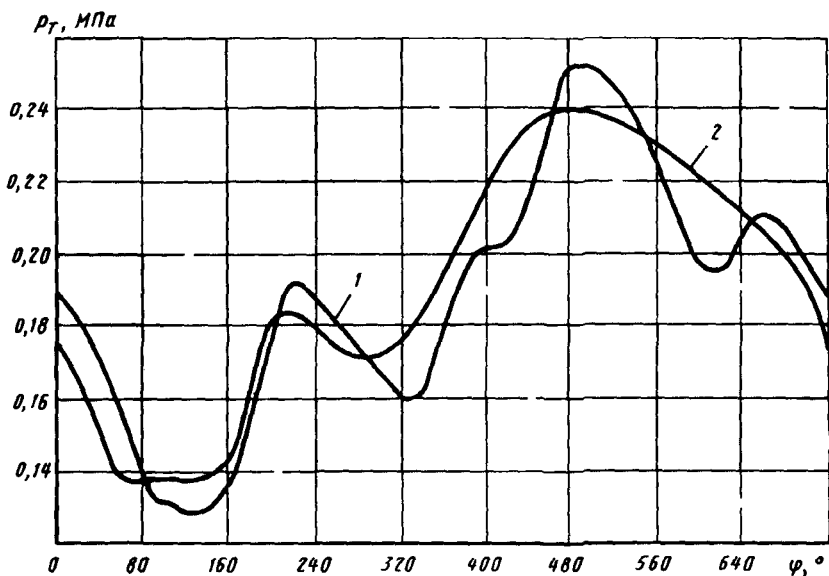


Рис. 20. Опытная и расчетная кривые давления газов в коллекторе системы выпуска восьмицилиндрового дизеля 8ЧН 13/14:

1 - опытная; 2 - расчетная

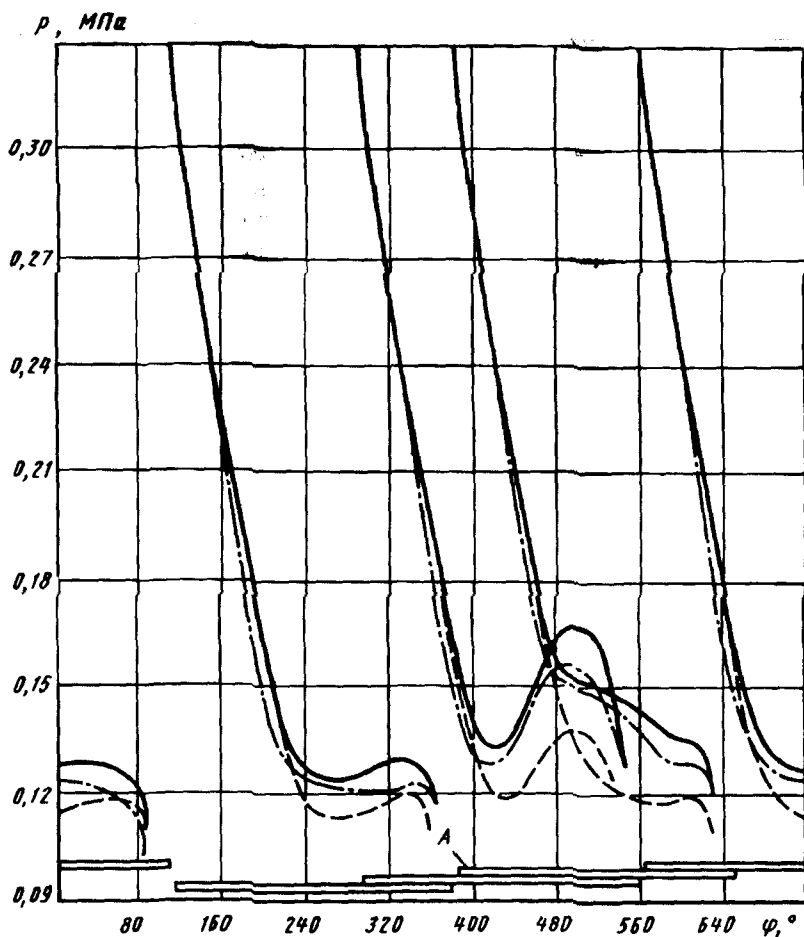


Рис. 21. Протекание линий выпуска индикаторных диаграмм разных цилиндров одного ряда восьмицилиндрового дизеля 8ЧН 1314 (учтены опытные данные по характеристикам пропускной способности):

A — диаграмма чередования тактов выпуска; — — — — — $n = n_{\text{ном}}$; — · — — — — $n = 0,75 n_{\text{ном}}$; — — — — — $n = 0,6 n_{\text{ном}}$

температур представляет трудную методическую задачу. Расчет показывает, что цикловая вариация температур газа в системе выпуска составляет 600 К при отсутствии продувки и 800 К при продувке.

ПРИЕМИСТОСТЬ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ В СОСТАВЕ ДИЗЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Из различных видов неустойчивых режимов, имеющих место при движении автомобиля, наиболее нестационарными являются режимы, связанные с увеличением нагрузки, вызывающим перемещение рейки топливного насоса высокого давления. Продолжительность процесса изменения подачи топлива на один цикл q_u может исчисляться долями секунды, поскольку он определяется скоростью движения органа управления подачей топлива (рис. 22), а потому рейки топливного насоса высокого давления.

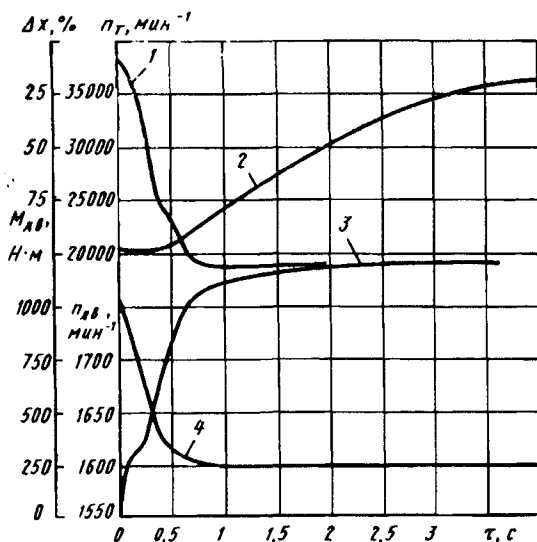
Значительно менее интенсивна нестационарность параметров частоты вращения коленчатого вала n , а также частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{тк}$.

Ввиду многообразия возможных программ неустойчивых режимов автомобильных двигателей рассмотрим условный нестационарный процесс, характерный мгновенным увеличением подачи топлива от значения, соответствующего режиму работы на холостом ходу до максимальной цикловой подачи. При этом в упрощенном рассмотрении будем полагать угловую скорость коленчатого вала неизменной.

В данном процессе угловая скорость ротора турбокомпрессора будет

Рис. 22. Изменение параметров дизеля и системы турбонаддува при резком увеличении подачи топлива:

1 — ход рейки топливного насоса, %; 2 — частота вращения ротора турбокомпрессора; 3 — крутящий момент; 4 — частота вращения коленчатого вала двигателя



неравномерно возрастать. Ускорение ротора определяется изменением параметров газов, поступающих в турбину компрессора.

Для упрощения, условно заменим реальный процесс с циклически изменяющимися параметрами газа в системе выпуска условным процессом с осредненными за цикл параметрами.

Для оценки динамики разгона турбокомпрессора в составе вариантов систем газотурбинного наддува с z_k параллельно работающими турбокомпрессорами в общем виде может быть использовано уравнение динамики ротора в форме

$$M_T - M_{\text{мех}} - M_k = \theta \frac{d\omega}{dt}, \quad (13)$$

где M_T — крутящий момент турбины; $M_{\text{мех}}$ — крутящий момент, соответствующий механическим потерям и зависящий, в основном, от угловой скорости ротора (при установившемся тепловом режиме агрегатов); M_k — крутящий момент, затрачиваемый на привод компрессора; θ — момент инерции ротора; ω — угловая скорость ротора; t — время.

Решение подобного уравнения в квадратурах встречает непреодолимые трудности ввиду интенсивной нелинейной зависимости членов левой части от переменных ω и t , отсутствия однозначных зависимостей M_T и M_k как от времени, так и от ω .

Поэтому более корректным является применение методов численного решения данного уравнения с использованием зависимости членов левой части от режимных параметров, основанных на результатах экспериментальных исследований. При этом может быть учтена экспоненциальная закономерность зависимости $\omega_p = \omega_p(t)$ с замедлением темпа разгона по мере приближения к установившемуся режиму (см. рис.23).

Рассмотрим возможности получения зависимости $\omega_p = \omega_p(t)$ путем использования интегрального уравнения, основанного на законе сохранения энергии в следующей форме:

$$E_p = \theta (\omega_{p.k}^2 - \omega_{p.o}^2) / 2 = (L_T - L_{\text{мех}}) - L_k, \quad (14)$$

где $\omega_{p.k}$ и $\omega_{p.o}$ — угловая скорость ротора соответственно в конце и

начале разгона; L_T — внутренняя работа турбины в период разгона; $L_{\text{мех}}$ — работа, затрачиваемая на преодоление механических потерь; L_K — работа компрессора в период разгона.

Решение интегральных уравнений для сопоставляемых двигателей с одним и z_K турбокомпрессорами получим в форме

$$\theta_{p1}/\theta_{pz_K} (\omega_{K1}/\omega_{Kz_K})^2 = \tau_1/\tau_{z_K}.$$

Одним из условий рациональной настройки системы наддува для заданного уровня газодинамических параметров является близость величин окружных скоростей рабочих колес компрессоров.

$$u_2 = \omega_{p1} D_{21}/2 = \omega_{pz_K} D_{2z_K}/2.$$

В результате анализа можно установить, что в общем случае время резкого увеличения частоты вращения ротора турбины зависит от функциональной связи момента инерции и диаметра рабочих колес D_K . Поскольку в общем случае показатель степени p зависимости

$$\theta_p = y D_K^p$$

более 2, то время цикла разгона экспоненциально зависит от диаметра ротора и плотности материала рабочих колес. Ее снижение является крупным резервом повышения приемистости турбокомпрессора. Но основным путем повышения приемистости является уменьшение диаметра рабочих колес турбокомпрессоров, что должно достигаться без ухудшения эффективности. Удовлетворение последнего условия при переходе от 1 к z_K турбокомпрессорам даже при $z_K = 2$ оказывается практически невозможным.

Для определения отношения времени разгона турбокомпрессоров при разных z_K используем формулы (13) и (14). В качестве индексов используем 2 и 1. В приводимом сравнении при $z_K = 2$ и $z_K = 1$

$$(\theta_{p2}/\theta_{p1})(D_{21}^2/D_{22}^2) = \tau_2/\tau_1 \quad (15)$$

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

Эффективность работы большинства автомобильных двигателей с турбонаддувом во многом зависит от того, в какой мере турбокомпрессор обеспечивает двигатель воздухом на низких скоростных режимах работы. В то же время характерной особенностью работы автомобильных двигателей является широкий диапазон изменения нагрузочных и скоростных режимов. Поэтому при совершенствовании и создании новых модификаций двигателей с газотурбинным наддувом целесообразно на самой начальной стадии разработки агрегата наддува проанализировать путем расчета степень соответствия системы турбонаддува и турбокомпрессоров двигателю. Современная вычислительная техника позволяет реализовать сложные методы расчета. Однако, как показывает практика, приемлемые инженерные результаты могут быть достигнуты и при использовании более простых расчетных методов, подобных приведенному ниже. Метод дает возможность рассчитывать на ЭВМ основные параметры, характеризующие работу турбинной и компрессорной ступеней, а также основные параметры двигателя $N_e, p_e, \alpha, G_b, G_t$.

Конечной целью расчета является оптимизация скоростной характеристики двигателя с турбонаддувом, в том числе обеспечение приемлемого сочетания величин α, π_k и δ_t на всех режимах скоростной характеристики.

На ЭВМ может быть проанализировано большое количество вариантов, отличающихся закономерностями протекания характеристики крутящего момента, геометрическими параметрами компрессора и пропускной способностью турбины, эффективностью охладителя наддувочного воздуха, количеством газа, перепускаемого с целью регулирования режима работы турбокомпрессора, параметрами окружающей среды. На основании анализа выбирается вариант системы, обеспечивающей необходимое изменение крутящего момента по скоростной характеристике при заданных ограничениях, накладываемых на π_k и α .

В качестве исходных данных используются безразмерные характеристики ступеней турбины и компрессора, зависимости $M_{кр} = f(n), g_e = f(n), \eta_v = f(n), \sigma = f(n), A_n = f(n)$, геометрические параметры колеса компрессора и турбины ($D_{к2}, D_{к1}, D_{к0}, D_{т1}$), а также рабочий объем двигателя и параметры, характеризующие атмосферные условия ($p_{к1}, T_{к1}$). За-

зависимости удельного расхода топлива g_e , коэффициента наполнения η_v и сопротивления фильтра σ принимаются по результатам испытаний двигателей-аналогов.

Для расчета результатов первого приближения используются также прототипные зависимости $\alpha = f(n)$, $u_{\tau 1} = f(n)$, $t_0 = f(n)$, не влияющие на результаты окончательного расчета, так как эти параметры уточняются в процессе последующих приближений.

Безразмерные характеристики компрессора $\psi_{п.к} = f(\varphi_1)$, $\psi_{о.к} = f(\varphi_1)$ относительно мало зависят от геометрических размеров колеса компрессора и могут быть приняты по результатам испытаний прототипов. Характеристики турбины вводятся в виде зависимостей: $\eta_{te} = f(x_{ад}, \delta_{\tau})$;

$\frac{G_{\tau} \sqrt{T_0}}{p_{\tau}} = f(\delta_{\tau}, x_{ад})$, задаваемых с помощью двумерных массивов. Влия-

ние пульсаций параметров на характеристики турбины может быть учтено путем их корректировки, для чего можно использовать данные о влиянии импульсности на характеристики турбины при выбранных системах выпуска.

При разработке программы расчета использованы уравнение баланса мощностей компрессора и турбины (п. 25 алгоритма расчета, см. прил.), уравнение расхода воздуха через двигатель (п. 30), зависимость, связывающая повышение плотности воздуха в компрессоре с π_k , $\eta_{ок}$ и характеристиками охладителя (п. 29), а также общеизвестные соотношения между параметрами и безразмерными коэффициентами двигателя, турбины и компрессора.

Для определения температуры перед турбиной использована эмпирическая зависимость (п. 37 алгоритма расчета), полученная при обобщении результатов испытаний большого числа отечественных и зарубежных автомобильных двигателей. Зависимость справедлива для дизельных двигателей рабочим объемом 7...20 л, имеющих p_{emax} в диапазоне 0,8...1,3 МПа, и позволяет определить температуру t_{to} с точностью ± 15 К.

Основной расчетный цикл начинается после введения параметра p_i , для которого проводится расчет совместной работы турбокомпрессора и двигателя. Для принятого значения p_i путем интерполяции определяются

значения параметров η_{Vi} , M_{kpi} , g_{ei} , t_{oi} , u_{t1i} , a_i , σ_i , A_{pi} . Далее вычисляется расход воздуха через двигатель G_{vi} (первое приближение).

Затем по общезвестным газодинамическим зависимостям и характеристикам турбинной и компрессорной ступеней находятся значения δ_{ti} , L_{ti} , c_{adi} , x_{adi} , η_{tei} , u_{k2i} , φ_{li} , π_{ki} , γ_i (первое приближение). После этого из уравнения расхода для двигателя определяется уточненное значение расхода воздуха G_{vi} (второе приближение), которое сравнивается с

первоначальным значением. Если разница между ними превышает 0,0003 кг/с, то выполняется расчет уточненных значений a_i и u_{t1i}

(второе приближение), после чего он повторяется до тех пор, пока разница между соседними приближениями не будет меньше 0,0003 кг/с. На этом цикл расчета одного режима совместной работы двигателя и турбокомпрессора считается законченным. Далее вводится новое значение n_i и основной расчетный цикл повторяется.

Время расчета на ЕС-1055 полной характеристики двигателя (шесть режимов по частоте вращения) составляет около 20 с.

Ниже (прил. 1) приведен алгоритм расчета. Программа имеет следующие блоки:

- 01 – ввод исходных данных;
- 02 – расчет постоянных коэффициентов и перевод размерности значений исходных данных;
- 03 – ввод режимного параметра n_i ;
- 04 – интерполяция параметров для данного режима n_i ;
- 05 – расчет искомых параметров (первое приближение);
- 06 – расчет искомых параметров (второе и последующие приближения);
- 07 – печать исходных данных и результатов расчета.

В случае необходимости в программу вводятся дополнительные условия, предусматривающие возможность коррекции часового расхода топлива $G_{тл}$ или приведенного расхода газа $G_{\tau} \sqrt{T_0/p_{\tau 2}}$ для обеспечения ограничений, накладываемых на a или π_k .

На рис. 23 приведены расчетные характеристики систем наддува некоторых модификаций двигателей с турбонаддувом, полученные с учетом использования характеристик турбин и компрессоров прототипов.

Разработанный метод обеспечивает удовлетворительное совпадение

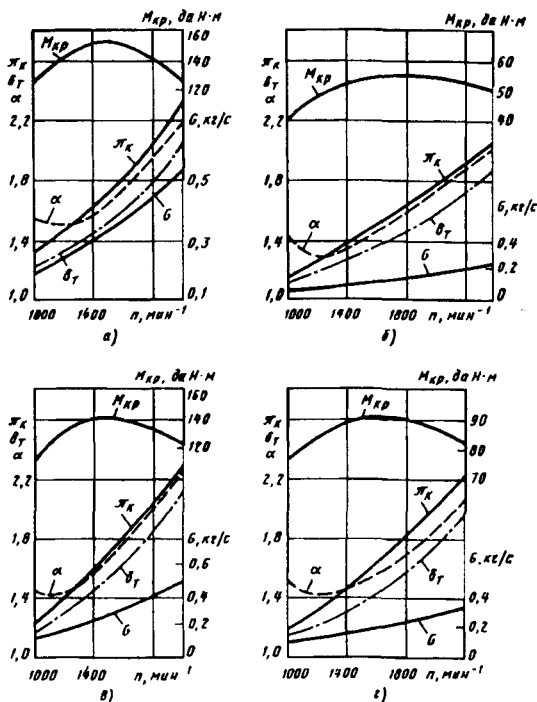


Рис. 23. Расчетные характеристики двигателей с турбонаддувом:

а — V8, $\dot{V}_h = 17.24$ л, $N_{ен} = 265$ кВт при $n = 2000$ мин^{-1} ; б — P6, $\dot{V}_h = 6.24$ л, $N_{ен} = 125$ кВт при $n = 2400$ мин^{-1} ; в — V8, $\dot{V}_h = 14.85$ л, $N_{ен} = 265$ кВт при $n = 2000$ мин^{-1} ; г — V8, $\dot{V}_h = 10.85$ л, $N_{ен} = 190$ кВт при $n = 2200$ мин^{-1} .

расчетных и экспериментальных данных, характеризующих совместную работу двигателя с турбокомпрессором, практически во всем диапазоне скоростных режимов двигателя.

ОСОБЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ. ИХ РАБОТА НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

В качестве недостатков двигателей данного класса предыдущих поколений, по отношению к двигателям без наддува, ранее отмечалось ухудшение протекания характеристик и связанное с этим усложнение требований к трансмиссиям автомобилей, отмечалось также ухудшение работы двигателей на переменных режимах.

В результате отмеченного совершенствования двигателей с турбонаддувом стало возможным приближать формы их характеристик к предпочтительным для функционирования автомобилей.

Очевидным, в типичных случаях использования ступенчатых трансмиссий, являются достоинства характеристик с высоким запасом крутящего момента $M_{кр.уд}$ (ГОСТ 14846-81):

$$M_{кр.уд} = \left[(M_{кр.тах} - M_{кр, N_{тах}}) / M_{кр, N_{тах}} \right] 100,$$

где $M_{кр.тах}$ — максимальный крутящий момент; $M_{кр, N_{тах}}$ — крутящий момент, соответствующий максимальной мощности двигателя по скоростной характеристике.

Характерные для двигателей предыдущего поколения невысокие значения $M_{кр.уд}$ у двигателей с турбонаддувом в последние годы повысились до 20...30 %.

В свою очередь у двигателей с турбонаддувом возросли до уровня, ранее обычного для двигателей без наддува, величины скоростного коэффициента приспособляемости $K_n = n/n_{M_{кр.тах}}$. Они характеризуют отно-

сительную протяженность правой (по отношению к максимуму) ветви скоростной характеристики (рис.24). Значения K_n в настоящее время приближаются к 1,8. Подобные изменения скоростных характеристик двигателей с турбонаддувом улучшили ездовые качества оборудуемых ими автомобилей, упростили требования к трансмиссии.

Автомобильные двигатели работают большую часть времени при p_e и n , значительно меньших, чем номинальные. Поэтому, чем более массовым становилось применение автомобильных дизелей с турбонаддувом, тем

Рис. 24. Скоростная характеристика современного дизеля с турбонаддувом для магистрального грузового автомобиля

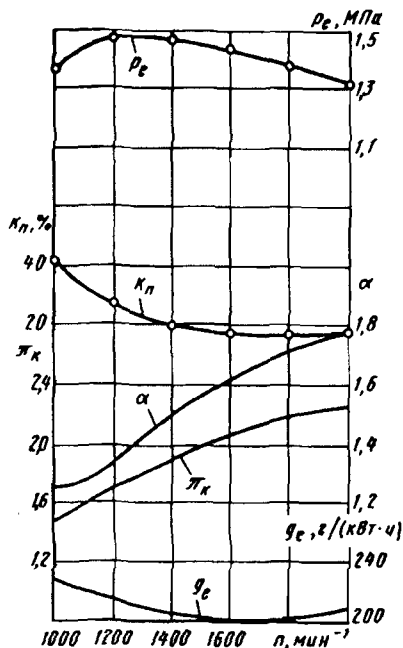
больше внимания уделялось обеспечению плавного протекания их нагрузочных характеристик. Оно характеризуется отношением удельных расходов при характерных частичных нагрузках $g_{e,ud} = g_e / g_{e,p_{e,таж}}$, $p_{e,уд} = p_e / p_{e,таж}$, равным 0,9; 0,5; 0,3 по нагрузочной характеристике для данного n , к удельному расходу при полной нагрузке. У современных дизелей с турбонаддувом в диапазоне $p_{e,уд} = 0,9 \dots 0,5$ величина $g_{e,уд}$ не превышает 110 % (рис.25). Но на холостом ходу величина $G_{тл}$ у этих

двигателей больше, чем у двигателей без турбонаддува того же рабочего объема, причем тем в большей степени, чем выше КПД турбокомпрессора.

Указанный недостаток компенсируется при замене двигателей без наддува двигателями с турбонаддувом, имеющими меньший рабочий объем.

Рассмотрение графиков скоростной характеристики на рис.24 для типичного современного автомобильного дизеля с турбонаддувом показывает удовлетворительное протекание закона кривой среднего эффективного давления (или крутящего момента) с запасом крутящего момента выше 12 % и коэффициентом приспособляемости $K_n = 1,67$. Рост π_k в функции n в зоне характеристики, соответствующей $n > n_{M_{таж}}$ не велик. Уровень π_k

превышает значение, соответствующее максимуму крутящего момента, всего на 30 % в условиях применения двухрежимного регулятора скорости. Это достигается фактически лишь путем настройки турбокомпрессоров, а также гидравлическим регулированием цикловой подачи топлива. Протекание кривой удельного расхода топлива по скоростной характерис-



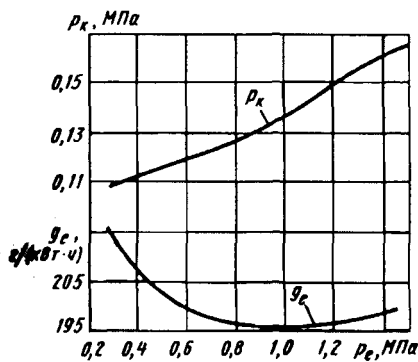


Рис. 25. Нагрузочная характеристика современного дизеля с турбонаддувом для магистрального грузового автомобиля при $n = 0,9 n_M$

области $n > n_{M_{\max}}$. Это достигается при относительно высоком форсировании

дизеля, соответствующей литровой мощности в 21 кВт/л. Уровень ограничительного фактора тепловой напряженности T_T не превышает 850 К.

Рассмотрение совокупности нагрузочных характеристик, которая обычно обобщается в форме многопараметровых характеристик, показывает, что "ядро", соответствующее низким величинам g_e , занимает более 10 % реализуемого поля сочетаний p_e — n . Оно должно анализироваться в соче-

тании с вероятностными оценками частоты реализации использования этих сочетаний. Для двигателей, эксплуатируемых на автомобилях, обычно проявляются несколько участков концентрации реализуемых сочетаний. Каждому из них соответствует определенный центр рассеивания Ц. На графике (рис.26) он показан для случаев использования двигателя в составе магистрального автопоезда при большой скорости движения. Немаловажное значение имеет и расположение центров рассеивания, соответствующих функционированию дизеля на режимах движения со скоростями, допускаемыми у автомобилей массового применения, в том числе при разных нагрузках. Но для случая, иллюстрируемого графиком рис.26, сочетание двигателя и автомобиля близко к оптимальному по топливной экономичности. Это достигнуто, с одной стороны, путем отработки двигателя и его системы турбонаддува и, с другой стороны, оптимизацией передаточных отношений трансмиссии автомобилей. Таким образом, задача обеспечения функционирования современного дизеля с турбонаддувом на установившихся режимах решается вполне удовлетворительно с наличием значительных резервов для компенсации возможного ухудшения

Рис. 26. Многопараметровая характеристика современного дизеля с турбонаддувом для магистрального грузового автомобиля:

1 — линия постоянных значений q_e ;
2 — линия скоростной характеристики;
3 — центр рассеяния сочетаний p_e — n в процессе работы двигателя магистрального автомобиля

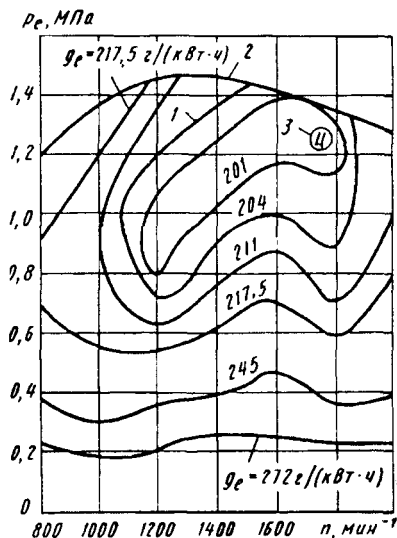
технического состояния двигателя в условиях длительной эксплуатации.

Повышение эффективности и надежности систем турбонаддува в последние годы, а также несущей способности деталей двигателей позволило использовать такой резерв улучшения топливной экономичности, как понижение номинальной частоты вращения коленчатых валов при одновременном повышении уровней наддува [24].

Положительный эффект в данном случае может быть достигнут в случаях превышения определенного уровня общего КПД системы газотурбинного наддува в результате роста механического КПД дизеля.

По данным НАМИ при среднем турбонаддуве снижение минимального удельного расхода топлива для дизелей в результате понижения n достигнимо при общем КПД турбокомпрессора свыше 0,49.

Решение задачи обеспечения высокого запаса крутящего момента, приспособляемости при понижении номинального скоростного режима двигателя осложняется ввиду ослабления влияния механического КПД на протекание скоростной характеристики двигателя. Тем не менее, опыт нескольких передовых фирм свидетельствует о возможности улучшения топливной экономичности автомобильных дизелей с турбонаддувом путем принятия $v_{п.ср}$ ниже 10 м/с при сохранении удовлетворительной формы скоростной характеристики. С направлением снижения n согласуется выдвинутая в 70-е годы концепция применения двигателей "постоянной мощности". Она основана на возможности компенсации понижения n увеличением p_e благодаря резервам избытка воздуха при наддуве. В результате величина



$M_{кр.уд}$ может доводиться до 50 % и более. Такой рост крутящего момента по мере снижения n позволяет применять трансмиссии с минимальным числом передач, улучшить ездовые качества автомобилей и других самоходных машин. Но универсальное использование данной концепции оказалось неприемлемым ввиду снижения энергетических показателей, удельной массы силовой установки вследствие недоиспользования возможности роста мощности при данной величине p_e .

Двигатели "постоянной мощности" серийно изготавливают для ряда видов самоходных машин. Промежуточное между обычными дизелями и дизелями постоянной мощности высокое значение $M_{кр.уд}$ порядка 30...33 % все чаще реализуется у автомобильных двигателей с турбонаддувом нового поколения. Работает двигатель на установившихся режимах в большинстве случаев в течение относительно небольшой доли общего времени функционирования. Длительная работа на больших нагрузках характерна, в основном, для двигателей магистральных автомобилей. У технологических, в частности карьерных, автомобилей продолжительность непрерывной работы при полной нагрузке значительно меньше. Но эксплуатационный расход топлива и здесь определяется в первую очередь эффективными КПД при p_e и n , близким к номинальным. Типичными для работы двигателя на автомобилях являются переменные режимы как стационарные при частичных нагрузках двигателя, которым соответствуют нагрузочные характеристики, так и нестационарные. Наиболее характерной из последних является работа двигателя при трогании с места и разгоне автомобиля с переключением скоростей.

Графики на рис. 27 характеризуют протекание разгона автомобиля и двигателя в этих условиях. Как видно из графиков, наиболее резкая нестационарность проявляется в процессе включения сцепления. Частота вращения ротора турбокомпрессора в этой стадии начала движения автомобиля низка, а кратковременность процесса не позволяет ее значительно повысить. Но и подача топлива еще значительно меньше, чем при последующем движении автомобиля. Поэтому задача преодоления рассогласования режимов работы двигателя и турбокомпрессора при включении сцепления не является труднопреодолимой.

На низшей передаче (на которой автомобиль трогается "с места", а затем при полной подаче топлива набирает скорость) инерционность турбокомпрессора приводит к "отставанию" его частоты вращения от той, которая соответствует установившемуся движению автомобиля при той или иной скорости, в пределах 50 % максимальной скорости движения ав-

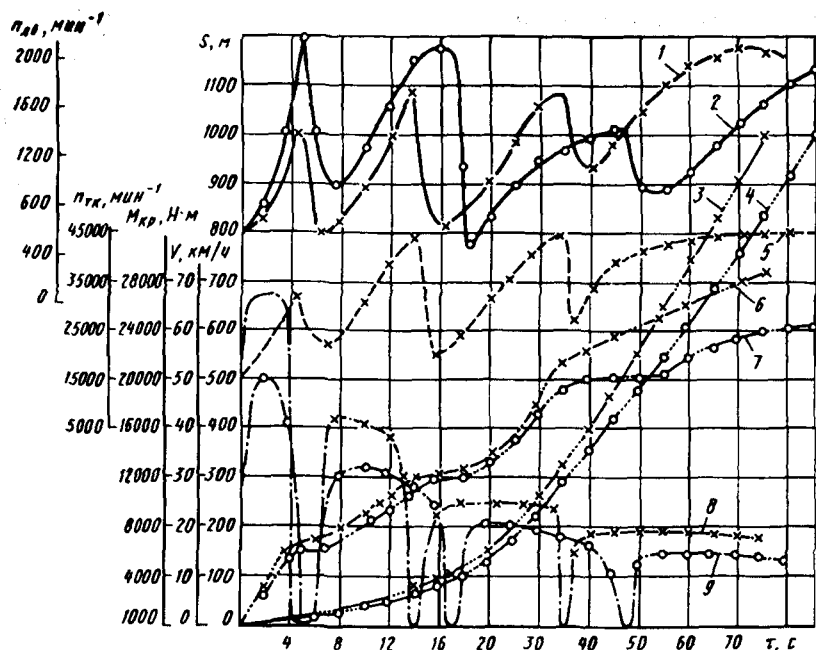


Рис. 27. Изменение параметров дизеля, турбокомпрессора и автомобиля при разгоне с переключением передач:

1 и 2 — частота вращения коленчатого вала двигателя соответственно с турбонаддувом и "базового" без наддува; 3 — путь разгона автомобиля двигателем с наддувом; 4 — путь разгона автомобиля с базовым двигателем без наддува; 5 — частота вращения ротора турбокомпрессора; 6 и 7 — скорость автомобиля с двигателем соответственно с турбонаддувом и без него; 8 и 9 — крутящий момент на полуосях автомобиля с двигателем соответственно с турбонаддувом и без него

томобиля на данной передаче. Соответственно, имеет место и отставание p_e от значения, соответствующего установившемуся режиму. Если регулятор скорости функционирует без значительного запаздывания, что особенно типично для двухрежимного регулирования, то неизбежно значительное снижение a от значений при установившихся режимах. Это привело бы к резкому увеличению дымности отработавших газов в первой стадии разгона автомобиля на данной передаче. Указанный недостаток устраняют путем использования пневматических корректоров топливо-

подачи в функции давления наддува, ограничивающих снижение α . Но при этом неизбежно заметное снижение динамики разгона, что приходится допускать не только для уменьшения дымности, но и для защиты деталей двигателя от тепловых перегрузок, которые возникли бы при резком снижении α .

При переходе на следующие передачи в процессе разгона автомобиля инерционность турбокомпрессора становится уже положительным фактором, поскольку после установления максимальной (на предыдущей передаче) скорости движения автомобиля частота вращения ротора турбокомпрессора приближается к максимальной и сохраняется на высоком уровне при последующем разгоне на высших передачах. При перемещении рейки топливного насоса в случае резкого роста нагрузки частота вращения ротора турбокомпрессора (кривая 5) повышается с запаздыванием. Крутящий момент двигателя (кривая 9) растет вначале интенсивно, а затем асимптотически приближается к максимуму. Частота вращения коленчатого вала вначале может существенно снижаться, а затем стабилизируется.

Значимость приемистости турбокомпрессора и оборудуемого им дизеля с турбонаддувом ранее рассматривалась в основном применительно к пассажирским автомобилям. Но в связи с ростом интенсивности движения по дорогам общего пользования повышению приемистости уделяют все большее внимание и для грузовых, в частности, магистральных автопоездов большой грузоподъемности. Осуществляются мероприятия по снижению момента инерции роторов турбокомпрессоров, прорабатываются предпочтительные схемы систем регулируемого турбонаддува. По динамическим качествам высокие требования предъявляются к двигателям автомобилей как грузовых, так и легковых, в первую очередь автобусов, эксплуатируемых в городских условиях. Важнейшее значение имеет обеспечение не только малого расхода топлива, но и малой токсичности отработавших газов, дымности.

В результате совершенствования дизелей с турбонаддувом и их турбокомпрессоров соответствующие требования все более успешно удовлетворяются, что способствует расширению применения автомобилей и автобусов, оборудованных дизелями с турбонаддувом, в городах. Однако задача дальнейшего повышения приемистости двигателей с турбонаддувом и их турбокомпрессоров остается актуальной в отношении как повышения производительности автомобилей, так и удовлетворения возрастающих санитарно-гигиенических требований.

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ НА ДВИГАТЕЛЕ ДВУХ ПАРАЛЛЕЛЬНО ВКЛЮЧЕННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Среди конструкций V-образных восьмицилиндровых автомобильных двигателей с турбонаддувом, выпускаемых в нашей стране и за рубежом в настоящее время, имеются модели, укомплектованные двумя параллельно работающими турбокомпрессорами. Компрессорные ступени в этом случае питаются воздухом из общего трубопровода и подают его во впускные коллекторы, соединенные между собой. Турбинные ступени питаются газом независимо друг от друга. Выпуск газа из турбин осуществляется в общий глушитель.

Анализ режимов работы турбокомпрессоров на двигателе может быть выполнен с использованием рассмотренной выше расчетной схемы, в основу которой положена математическая модель совместной работы одного турбокомпрессора и двигателя. При составлении алгоритма расчета использовано допущение о практическом равенстве давлений за компрессорами $p_{к1} = p_{к2}$ и, следовательно, равенство степеней повышения давления в компрессорах π_k и изэнтропных работ сжатия $L_{кo1} = L_{кo2}$. Предполагалось также, что геометрические параметры проточных частей обоих турбокомпрессоров одинаковы.

В качестве дополнительной связующей зависимости в расчетной схеме используется соотношение между расходами воздуха через компрессорные ступени первого и второго турбокомпрессоров, полученное из уравнений баланса мощностей компрессора и турбины:

$$(G_{r1})_i (L_{\tau1})_i (\eta_{te1})_i = \frac{(G_{к1})_i (L_{кo1})_i}{(\eta_{o1})_i} ; \quad (16)$$

$$(G_{r2})_i (L_{\tau2})_i (\eta_{te2})_i = \frac{(G_{к2})_i (L_{кo2})_i}{(\eta_{o2})_i} . \quad (17)$$

Используя уравнения (16) и (17), можно записать

$$(\bar{G})_i = \frac{(G_{к2})_i}{(G_{к1})_i} = \frac{(G_{r2})_i (L_{\tau2})_i (\eta_{te2})_i (\eta_{o2})_i}{(G_{r1})_i (L_{\tau1})_i (\eta_{te1})_i (\eta_{o1})_i}$$

или

$$(\overline{G})_i = (\overline{G})_i (\overline{L})_i (\overline{\eta}_{te})_i (\overline{\eta}_0)_i \quad (18)$$

Здесь индексы 1, 2 соответствуют параметрам, относящимся соответственно к первому или второму турбокомпрессору. Параметры с чертой характеризуют отношение параметров второго турбокомпрессора к соответствующим параметрам первого.

Коэффициенты, входящие в уравнение (18), не могут быть определены заранее, так как сами зависят от степени рассогласования режимов работы турбокомпрессоров. Поэтому расчет совместных режимов работы турбокомпрессоров должен выполняться путем последовательных приближений.

В отличие от остальных коэффициентов отношение $\overline{G}_r$ должно быть задано в исходных данных, так как расход газа через каждую трубину определяется суммарной пропускной способностью цилиндров одного ряда. В исходные данные необходимо также включить характеристики обоих турбокомпрессоров. Наиболее просто это сделать, задав безразмерные характеристики одного из турбокомпрессоров и введя коэффициенты, характеризующие отношение КПД компрессоров $\overline{\eta}_0 = \eta_{02}/\eta_{01}$ при одинаковых коэффициентах расхода, отношение эффективных КПД турбин $\overline{\eta}_{te} = \eta_{te2}/\eta_{te1}$ при одинаковых параметрах $x_{ад}$, отношение приведенных расходов газа:

$$\overline{G}_{r.пр} = \frac{G_{r2} \sqrt{T_{\tau 02}}}{p_{\tau 2}} / \frac{G_{r1} \sqrt{T_{\tau 01}}}{p_{\tau 1}} \quad \text{при одинаковых ступенях понижения}$$

давления δ_τ . Необходимо иметь в виду, что коэффициенты $\overline{\eta}_0$ и $\overline{\eta}_{te}$ отличаются от коэффициентов $(\overline{\eta}_0)_i$ и $(\overline{\eta}_{te})_i$, так как последние зависят от степени рассогласования режимов работы.

В исходные данные должно быть также включено соотношение температур газа перед турбинами $\overline{T}_{\tau 0} = \frac{T_{\tau 02}}{T_{\tau 01}}$.

Наряду с уравнением (18) расчетная модель включает очевидные соотношения:

$$G_{\kappa 1} + G_{\kappa 2} = G_{\kappa}; \quad (19)$$

$$G_{r1} + G_{r2} = G_r; \quad (20)$$

$$\overline{\varphi}_i = \frac{(\varphi_2)_i}{(\varphi_1)_i} = \frac{(\overline{G}_\kappa)_i}{(\overline{u}_\kappa)_i} \quad (21)$$

Расчет совместных режимов работы двух турбокомпрессоров выполняется для принятого значения частоты вращения коленчатого вала n_i и состоит из двух последовательных циклов, основу которых составляет по существу один и тот же алгоритм расчета. В первом цикле, описанном выше, рассчитываются параметры, характеризующие режим работы турбокомпрессоров, в предположении абсолютной идентичности их характеристик и условий работы.

Во втором цикле выполняется расчет параметров турбокомпрессоров с учетом заданных различий в характеристиках и условиях работы, а также с учетом степени рассогласования их режимов работы на двигателе. В алгоритм расчета второго цикла введено уравнение (18), в котором в первом приближении при подсчете отношения $(\overline{G}_\kappa)_i$ коэффициенты $(\eta_{te})_i$ и $(\overline{\eta}_0)_i$ приравниваются коэффициентам $\overline{\eta}_{te}$ и $\overline{\eta}_0$.

После выполнения первого приближения и определения параметров, характеризующих режим работы турбокомпрессоров, все коэффициенты, кроме $(\overline{G}_r)_i$, входящие в уравнение (18), подсчитываются с учетом рассогласования режимов работы турбокомпрессоров на двигателе. Условие завершения расчета аналогично использованному в первом цикле:

$$|G_{\text{вд}} - G_{\text{вд}(i+1)}| < 0,0003 \text{ кг/с.}$$

Программа включает следующие блоки:

- 01 – ввод исходных данных;
- 02 – ввод коэффициентов $\overline{\eta}_0$, $\overline{\eta}_{te}$, $\overline{G}_{\text{т.пр}}$, $\overline{T}_{\text{т0}}$, $\overline{G}_r$;
- 03 – формирование массивов значений исходных параметров 2-го ТКР;
- 04 – расчет параметров первого турбокомпрессора;
- 05 – условие расчета коэффициентов $\overline{G}_\kappa$ и $\overline{u}_\kappa$ в первом и втором циклах;
- 06 – расчет $\overline{G}_\kappa$ и $\overline{u}_\kappa$ в первом цикле;
- 07 – расчет $\overline{G}_\kappa$ и $\overline{u}_\kappa$ во втором цикле;
- 08 – расчет параметров 2-го турбокомпрессора и коэффициентов $(\overline{\eta}_0)_i$, $(\overline{\eta}_{te})_i$;

09 – условие итерации по $\overline{u_k}$;

10 – $\overline{u_k} = \overline{u_{ki}}$;

11 – условие итерации по G_k ;

12 – расчет параметров a_i , G_k , u_i , $t_{то}$ после расчета очередного приближения;

13 – печать результатов расчета;

14 – условие перехода ко второму циклу расчета;

15 – коррекция массивов параметров второго ТКР с учетом различий характеристик;

16 – условие перехода к расчету следующего режима.

По разработанной программе на ЭВМ ЕС-1055 были выполнены расчеты параметров параллельно работающих турбокомпрессоров ТКР-7 для двух модификаций восьмицилиндрового V-образного двигателя ($iV_h = 10,85$ л).

Первая модификация $N_{ен} = 206$ кВт, $n_n = 2600$ мин⁻¹, с охлаждением наддувочного воздуха, вторая модификация $N_{ен} = 190$ кВт, $n_n = 2300$ мин⁻¹ без охлаждения наддувочного воздуха.

Ниже приводятся результаты расчета рассогласования режимов работы турбокомпрессоров для одного из возможных случаев их работы на двигателе, а именно при различии температур газа перед турбинами. Такое явление практически всегда имеет место из-за неодинаковой подачи топлива в цилиндры двигателя и их различного наполнения. Характеристики турбокомпрессоров и расходы газа через турбины приняты идентичными.

Направление и величину сдвига режимов работы компрессоров наглядно можно проследить на их размерной характеристике. На рис.28 показаны точки совместной работы компрессоров и двигателя второй модификации для частот вращения $n = 1000 \dots 2300$ мин⁻¹ по внешней скоростной характеристике.

Пунктирные линии со стрелкой показывают направления сдвига режимов работы компрессоров при разнице в температурах перед турбиной и идентичности характеристик турбокомпрессоров. Как видно, смещение режима работы одного из компрессоров происходит практически параллельно границе помпажа, а второго – под некоторым углом к ней.

При понижении температуры перед турбиной одного из турбокомпрессоров относительно исходной ($T_{то} = 0,92$) режимы работы компрессоров смещаются, но сдвиг режима работы одного из компрессоров к границе помпажа очень незначителен. При повышении температуры перед турбиной

Рис. 28. Рассогласование режимов работы компрессоров при различных температурах газа перед турбинами:

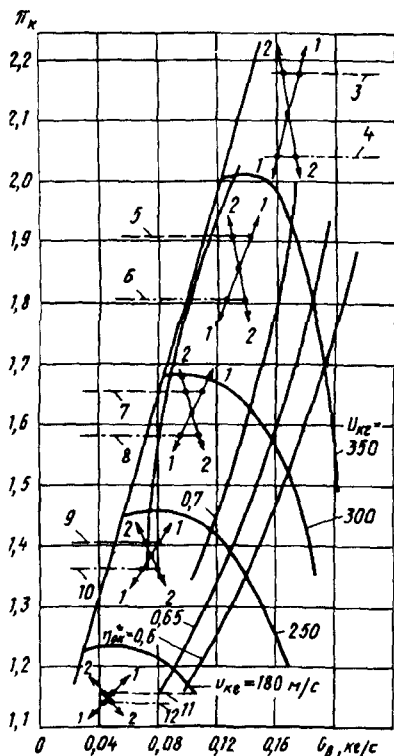
1, 2 — направления сдвига режима работы соответственно первого и второго компрессоров; 3, 4 — $n = 2300 \text{ мин}^{-1}$; 5, 6 — $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; 7, 8 — $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; 9, 10 — $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$; 11, 12 — $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; штриховые линии — при $T_{\text{то}} = 1.08$; штрих-пунктирные линии — при $T_{\text{то}} = 0.92$

одного из турбокомпрессоров на такую же величину относительно исходной ($T_{\text{то}} = 1.08$) режим

работы одного из компрессоров существенно смещается в направлении к границе помпажа и возникает реальная опасность его возникновения.

Такие условия могут возникнуть при высокой температуре воздуха, поступающего в компрессор ($t_{\text{к}} = 310...315 \text{ К}$), и закоксовывании распылителей одной из форсунок.

Различие характеристик турбокомпрессоров и расходов газа через турбины, которое всегда имеет место в реальных условиях эксплуатации, может дополнительно увеличить степень рассогласования режимов работы компрессоров и сдвиг одного из них к границе помпажа.



ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ ДИЗЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Функционирование систем топливоподачи двигателей с наддувом характерно рядом особенностей по сравнению с двигателями без наддува. Они являются следствием:

- расширения диапазона цикловых подач, поскольку при росте максимальной подачи, определяемой увеличением мощности, минимальная подача, соответствующая холостому ходу, должна оставаться почти такой же, как у двигателей без наддува;

- расширение диапазона плотности рабочего тела с ее увеличением, соответствующим росту наддува при сохранении на режиме холостого хода практически тех же значений, как и у двигателей без наддува. Это осложняет решение задач формирования топливных факелов, смесеобразования, в частности, подвода топлива к воздуху;

- роста механических нагрузок на детали механизма привода плунжеров топливных насосов высокого давления, увеличения затрат энергии на привод насосов высокого давления;

- повышения температурной напряженности распылителей форсунок, обусловленного ростом плотности заряда и механической напряженности в связи с ростом давлений цикла;

- повышения склонности к аномальному протеканию процесса топливоподачи вследствие роста реализуемого диапазона цикловых подач, усложнения условий оптимизации процессов в линии нагнетания ввиду роста давлений;

- усложнения условий пуска при низких температурах в связи со снижением степени сжатия ϵ .

Для ряда специфических сфер применения двигателей с наддувом, например, карьерных автосамосвалов обеспечение эффективного и надежного функционирования топливоподающей аппаратуры осложняется особенностями нагрузочных режимов. Естественно, что негативное влияние отмеченных особенностей функционирования топливной аппаратуры, а потому сложность решения задач оптимизации функционирования топливоподающей аппаратуры возрастает по мере роста форсирования дизелей и зависит от необходимой энергии распыливания топлива, типа камеры сгорания, частоты вращения коленчатого вала, диаметра цилиндров, условий эксплуатации и других факторов.

Концентрация крупных капель в оконечности факела [13] ухудшает условия их сгорания. Естественной возможностью противодействия данной тенденции является повышение давления впрыскивания. Оно ограничивает-

ся, с одной стороны, прочностью элементов топливоподающей аппаратуры, ее привода, а с другой стороны, ростом дальнотойности факела. Но последняя может быть компенсирована уменьшением диаметров сопловых отверстий распылителей форсунок и подбором их количества.

Ведущим, имеющим преимущества по энергозатратам, фактором смесеобразования является повышение энергии распыливания топлива. Именно с ее ростом, повышением давления впрыскивания до 100 МПа при разделенной топливной аппаратуре, до 160 МПа при неразделенной и можно связать рекордные показатели серийных автомобильных дизелей как с относительно большими (до 50 кВт и более), так и с малыми (15 кВт и менее) цилиндрическими мощностями. Но это достигается при высоких $\eta_{тх}$.

На формирование факелов топлива, их структуру интенсивно влияет организация гидродинамического процесса в проточной части распылителя форсунки, в частности пространства под иглой, откуда топливо нагнетается в сопловые отверстия распылителя. Исследованиями последнего времени показаны преимущества минимизации данного пространства с целью снижения токсичности выбросов. Выявлены также преимущества расположения входных участков сопловых отверстий форсунок на минимальном расстоянии от запорной поверхности [9], сопряженной с иглой, что объясняется влиянием состояния потока топлива на входе в отверстия на последующий распад струй. С ростом энергии распыливания топлива, а потому скорости посадки иглы связана тенденция к уменьшению диаметра последней, что способствует повышению ресурса форсунок в условиях форсирования дизелей.

Среди факторов, препятствующих повышению давлений впрыскивания топлива, следует отметить усложнение решения задачи предотвращения аномалий топливоподачи. Они обусловлены деформируемостью как столба топлива в линии высокого давления, так и топливопроводов, трудностями достижения гидравлического единообразия разгрузочных элементов. В этой связи приобретает значение управление начальным давлением в линии высокого давления. Но, вероятно, наибольшие возможности оптимизации топливоподачи в двигателях с высоким наддувом открываются при применении конструкций с минимальным объемом топлива, дозы которого сжимаются непосредственно перед впрыскиванием или поступают из аккумуляторов. В данных случаях упрощается использование систем микропроцессорного регулирования для оптимизации сгорания топлив в условиях необходимости повышения топливной экономичности и одновременно удовлетворения ужесточающихся требований по малой токсичности отработавших газов. Но микропроцессорные системы автоматического регулирования

и диагностирования автомобильных двигателей с турбонаддувом вероятно будут сочетаться с механическими подсистемами, включающими центробежный датчик, пневматический корректор топливоподачи и исполнительный механизм регулирования турбокомпрессора. Динамические качества этих подсистем должны совершенствоваться с учетом механических процессов в трансмиссиях автомобилей. Первостепенным фактором во взаимодействие элементов сложной системы дорога-автомобиль-двигатель с турбонаддувом-топливная система - регулятор скорости является совместная работа собственно двигателя и его системы турбонаддува.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ДВИГАТЕЛЯХ С НАДДУВОМ

Вопросам изучения и нахождения возможностей снижения механических потерь в двигателях внутреннего сгорания посвящено большое количество трудов, охватывающих различные аспекты методики экспериментальных и теоретических исследований. Однако специфика турбонаддува в этих работах отражена недостаточно полно ввиду большой сложности проведения как натурных, так и имитационных исследований. Естественно, что ранее выполненные изыскания не охватывают в полной мере прогрессивных изменений в конструкции и технологии изготовления деталей цилиндропоршневой группы, в подвижных сопряжениях которых работа трения близка 50 % суммарной работы, соответствующей механическим потерям.

В недостаточной мере ранее выполненные исследования отражают возможность качественных изменений закономерностей, обусловленных совершенствованием систем газотурбинного наддува.

В приводимом рассмотрении учтены опубликованные результаты ряда исследований последнего времени, а также ранее не публиковавшийся материал исследований, проведенных в НАМИ. Эти работы, в отличие от ранее выполнявшихся, проводились в основном на двигателях, которые были укомплектованы поршневыми комплектами современной конструкции, изготовленными по современной технологии, обеспечивающей "беспросветный" контакт поршневых колец с цилиндром по его окружности при относительно малом отклонении последнего от идеальной формы. Этим может быть объяснено вытекающее из опытов различие в закономерностях процессов в сопряжениях поршневых колец по сравнению с ранее отмечавшимися в литературе.

В табл. I приведено распределение составляющих механических потерь современного дизеля типа 8ЧН 12/12. В скобках приведены значения для

Таблица 1

№ по пор.	Механические потери в дизеле 8ЧН 12/12	Значения потерь, кПа	%
1	Общие	2 270 (2860)	100
2	Связанные с процессом в цилиндре и потерями в механизме системы газораспределения за исключением распределительного вала	1 660 (2240)	73.2
2.1	На трение поршневых колец при наддуве (оценка)	(1370)	(48)
2.2	На газообмен при $\eta_{\text{тк ср}} = 0.5$	800 (185)	34 (6.5)
3	Связанные с пропуском газов в картер двигателя	350 (400)	1.5
4	Потери, связанные с приводом насосов, систем охлаждения и топливоподачи	90	4...6
5	Потери, связанные с приводом насоса смазочной системы	72	3.2
6	Связанные с трением в коренных и шатунных подшипниках	2220	9.8
7	Итого	2080 (2700)	91.7 (92)
8	Остальные, неучтенные	190	(8)

дизеля с наддувом. Как видно из данных таблицы, соотношение составляющих близко к ранее опубликованным для автомобильных дизелей. Около 50 % механических потерь приходится на трение в сопряжениях поршневых колец с цилиндрами.

Также растет в связи с повышением давлений впрыскивания топлива энергия, затрачиваемая на привод системы топливоподачи дизелей (до 5 % от p_i и более).

Для наглядности последующего рассмотрения приведена схема сил, действующих на верхнее компрессионное поршневое кольцо (рис. 29).

Как видно, на площадку контакта поршневого кольца с цилиндром действуют удельные радиальные силы: "заколечного" давления и упругости,

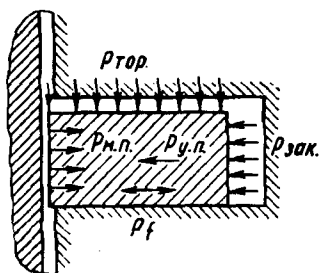


Рис. 29. Схема сил, действующих на верхнее компрессионное кольцо:

$P_{м.п}$ — давление пленки смазочного материала на рабочую поверхность; $P_{тор}$ — давление газов на верхний торец; $P_{зак}$ — давление в пространстве между кольцом и канавкой поршня ("заколенное" давление); $P_{уп}$ — давление от сил упругости; P_f — сила торцового трения

в сочетании с силой торцового трения, меняющей направление в зависимости от перемещения кольца относительно торца канавки поршня. Со стороны цилиндра действуют как реакция его стенок, так и давление на поверхности тороида скругления, а также подъемная сила пленки смазочного материала в зоне контакта кольца с цилиндром. Пленка формируется при движении поршня с большими скоростями, вдали от "мертвых" точек и на значительной части поверхности удерживается как вследствие адгезии, так и в результате ограниченности времени вытеснения вблизи ВМТ ранее сформировавшегося слоя [7].

По мере циклического повышения скорости поршня его прохождения через участки цилиндра с пленкой смазочного материала повышенной толщины, образовавшейся вследствие барботажа, вероятно сокращение доли граничного трения в сопряжении поршневых колец с цилиндром, его замещение гидродинамическим трением. Об этом свидетельствует резкое снижение изнашивания цилиндров при удалении точки измерения от ВМТ.

Основываясь на данной схеме (см. рис.29), можно оценить работу силы граничного трения компрессионного поршневого кольца за один цикл работы двигателя, пользуясь выражением

$$L_f = [p_{зак} + p_{уп} - p_{м.п} \pm p_f] \Delta \bar{S}_h S_h \pi D_{п.к.вн} f_{п.к} \quad (22)$$

где $D_{п.к.вн}$ — внутренний диаметр поршневого кольца; $f_{п.к}$ — коэффициент граничного трения; $\Delta \bar{S}_h$ — доля рабочего хода поршня (S_h), соответствующая наличию граничного трения.

Преобразовывая это выражение, его можно представить в виде

$$L_f = K_{п.к} p_{\Sigma} \Delta \bar{S}_h S_h h_{п.к} D_{ц},$$

где $K_{п.к}$ — коэффициент; p_{Σ} — суммарная радиальная удельная сила в контакте поршневого кольца с цилиндром; $h_{п.к}$ — высота поршневого кольца; $D_{ц}$ — диаметр цилиндра. Можно полагать, что по мере роста частоты вращения коленчатого вала, утолщения масляной пленки величина L_f уменьшится. Изменение коэффициента трения в зависимости от режима смазывания показано на рис.30.

Учитывая преобладающую долю $p_{зак}$ в суммарном давлении поршневого кольца на цилиндр, можно прийти к выводу о том, что особенности трения поршневых колец в двигателях с наддувом определяются зависимостью $p_{зак}$ от повышенных давлений шикла. Ранее проведенные исследования не привели к однозначному заключению о характере этой зависимости. Но проведенные в НАМИ эксперименты для дизелей современного поколения показали, что наиболее тесная корреляционная связь, близкая к линейной, имеется между L_f (а потому $p_{мех}$) и давлением конца сжатия p_c (рис.31, 32). Этот результат свидетельствует об аккумуляции и последующем стоке из "заколенного" пространства (рис.33), в том числе в картер, сжимаемого в цилиндре воздуха с определенной примесью продуктов сгорания, что подтверждается как данными графиков на рис.33, так и опытами по анализу картерных газов (рис.34).

При наддуве рост π_k , приводящий к увеличению p_c , вызывает повышение одной из основных составляющих механических потерь. Но для турбонаддува, помимо отмеченного, характерна зависимость затрат энергии на насосные хода $p_{н.х}$ как от уровня наддува, так и от эффективности его системы, характеризуемой параметром $\eta_{тх.ср}$. Повышение последнего приводит к снижению $p_{мех}$. При этом при превышении определенного уровня

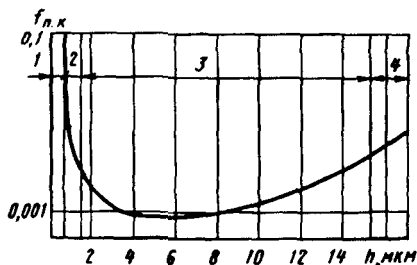


Рис. 30. Коэффициент трения в зависимости от толщины пленки смазочного материала для различных режимов:
1 — граничный; 2 — смешанный;
3 — ламинарный, жидкостный; 4 — турбулентный, жидкостный

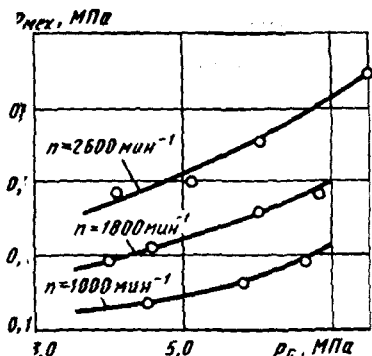


Рис 31. Зависимость $p_{\text{мех}}$ от p_c при $n = \text{const}$

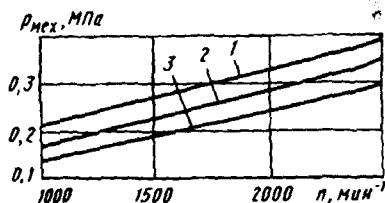


Рис 32. Зависимость $p_{\text{мех}}$ от n при разных p_c для дизелей типа ЧН 12/12:

1 - $p_c = 7$ МПа; 2 - $p_c = 6$ МПа; 3 - $p_c = 5$ МПа

$\eta_{\text{т.р}}$ (около 0,53) и при $T_t = 873$ К знак члена $p_{\text{н.х}}$ меняется на обратный, т.е. турбонаддув дает положительную работу насосных ходов, что исключено для двигателей с приводными нагнетателями.

(учетом отмеченных специфических факторов, характерных для двигателей с турбонаддувом, среднее давление, соответствующее механическим потерям, может быть представлено полиномом вида

$$p_{\text{мех}} = A_{\text{п.к}} (p_c - B_{\text{п.к}} \frac{v}{v_{\text{ср}}} + p_{\text{уп}}) +$$

$$+ D \frac{v}{v_{\text{ср}}} + \sum_{i=1}^{i=z} p_{\text{н.к}} i^{\frac{1}{z}} + p_{\text{аг}} + p_{\text{вт}} \quad (23)$$

где $A_{\text{п.к}}$ - коэффициент, соответствующий граничному трению; z - число цилиндров $B_{\text{п.к}}$ - коэффициент "подъемной" силы слоя смазочного материала между цилиндрической рабочей поверхностью поршневого кольца и цилиндром; $p_{\text{аг}}$ - среднее давление, соответствующее затратам энергии на привод агрегатов; $p_{\text{вт}}$ - среднее давление, соответствующее вентиляции

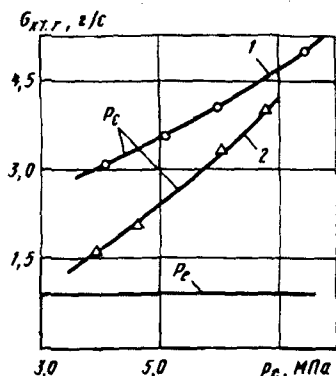


Рис. 33. Зависимость расхода картерных газов $G_{\text{кт.г}}$ от p_c и p_e :
 1 — $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

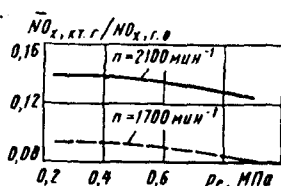


Рис. 34. Соотношение концентрации $\text{NO}_{\text{хг.о}}$ в отработавших и картерных газах от p_e :

$\text{NO}_{\text{хкт.г}}$ — концентрация NO_x в картерных газах; $\text{NO}_{\text{хг.о}}$ — концентрация NO_x в отработавших газах дизеля; $\overline{\text{NO}}_x = \text{NO}_{\text{хк}} / \text{NO}_{\text{хг}}$

онным потерям; D_n — коэффициент, определяемый трением со смазочным материалом.

Данное выражение $p_{\text{мех}}$ является развитием ранее применявшихся выражений и основано на изучении процессов, приводящих к механическим потерям.

Гипотеза структуры первого члена полинома (23) основывается на факте граничного характера трения в сопряжении верхних поршневых колец с цилиндрами. Подтверждением его являются близкая к линейной зависимость $p_{\text{мех}}$ от p_c для двигателей современного поколения (см.

рис.31); наличие и близкая к линейной зависимость радиального износа поршневых колец от наработки при длительной работе двигателей в стендовых условиях на повторяющихся циклах нагружения при близкой к идеальной очистке поступающего в двигатель воздуха. Наличие слагаемого, имеющего отрицательный знак в выражении (23), объясняет заметную не-

линейность при малых n зависимости $p_{\text{мех}}$ от n , $u_{\text{ср}}$ (см. рис.31). Снижение π_k , а следовательно, p_c по мере уменьшения нагрузок объясняет факт более интенсивной зависимости $p_{\text{мех}}$ от нагрузки для двигателей с турбонаддувом по сравнению с двигателями как без наддува, так и с приводными нагнетателями. Данная закономерность проявляется также в приводимых в литературе сведениях о протекании нагрузочных характеристик двигателей.

Приведенная формула (23) отражает сложную совокупность явлений, приводящих к механическим потерям энергии. Среди них, как было указано выше, большую долю составляют потери на трение, в том числе на трение компрессионного кольца о цилиндры, что иллюстрируется на рис.29. Поршневое кольцо прижимается к поверхности цилиндра силой упругости в сочетании со значительно большей силой, определяемой заколочным давлением. Значение последнего колеблется в течение цикла работы двигателя и приближается в процессе сжатия к максимуму, близкому к p_c . Этим может объясняться слабая зависимость пропуска газа в картер от нагрузки двигателя. Заколочное пространство в данной стадии заполнено в основном сжатым воздухом с относительно небольшим содержанием продуктов окисления топлива и азота в камере сгорания.

В последующих стадиях цикла работы двигателя происходит истечение газа из заколочного пространства в картер двигателя и, очевидно, в большем объеме в цилиндр, особенно при тактах газообмена. Далее при сжатии в заколочное пространство вновь нагнетается из цилиндра воздух с небольшой концентрацией продуктов окисления топлива и азота, о чем свидетельствует график на рис.34, полученный в результате исследований, проведенных в НАМИ. О малом поступлении в заколочное пространство продуктов сгорания свидетельствует слабая концентрация окислов азота в картерных газах, на порядок меньшая в сравнении с их концентрацией в выпускных газах. Наддув приводит к росту p_c , а потому согласно принятой модели – заколочного давления, от которого линейно зависят силы $p_{\text{зак}}$, прижимающие кольцо к цилиндру, вызывающие трение между ним и цилиндром. Существенную роль в описываемой модели процесса имеет состояние смазочного материала. По экспериментальным данным его толщина изменяется при движении поршня. Один из минимумов вблизи ВМТ соответствует нескольким микрометрам, что соизмеримо с высотой шероховатостей поверхности. Толщина пленки на цилиндрической поверхности интенсивно нарастает при превышении определенной для автомобильных

двигателей скорости поршня (близкой к 5 м/с) $v_{\text{ср}}$ и соответственно снижается доля граничного трения. Ниже указанного уровня $v_{\text{ср}}$ в величине $p_{\text{мех}}$ абсолютно преобладает доля граничного трения. По мере повышения $v_{\text{ср}}$ происходит увеличение составляющей, определяемой жидкостным трением, растет "подъемная" центробежная сила, действующая на поршневое кольцо, что характеризуется вычитаемым в скобках первого члена формулы (23).

Рассмотрение приведенной схемы показывает, что снижение $v_{\text{ср}}$ ниже определенного уровня может оказаться нецелесообразным с точки зрения ресурса двигателя и склонности к "схватыванию" поверхностей трения. Применение плосковершинного хонинга цилиндров, способствуя повышению адгезии масляной пленки, ее подпитки из выемок между вершинами, благоприятно сказывается на стойкости поверхностей пары трения. Большую роль, очевидно, играют и свойства смазочных материалов, их адгезионные качества, липкость и наряду с этим вязкость. От последней зависят как "разгружающая" компонента в скобках первого члена полинома (23), так и в первую очередь значение второго члена полинома, характеризующего процессы во всех парах, в которых осуществляется трение со смазочным материалом. По результатам испытаний НАМИ в этом случае потери на трение в равноценных долях распределяются между парами: цилиндры – поршни и коленчатые валы – их подшипники. При оптимальной геометрии в первую очередь минимальной некруглости цилиндров, шеек коленчатого вала, подшипников, овально-бочкообразной форме юбки поршня, использовании приработочных покрытий добиваются минимальных трения и износа. Специфика третьего члена полинома (23) для двигателей с турбонаддувом характеризуется как интенсивной зависимостью его величины $p_{\text{н.х}}$ от

соотношения средних за цикл и средних по всем цилиндрам параметров отработавших газов в системе выпуска и воздуха в системе впуска, так и от законов циклического изменения параметров. Их расчетное или экспериментальное определение, учитывающее характеристики турбокомпрессоров, а также систем выпуска позволяет получить достоверные данные о затратах энергии на газообмен или полезной работе, которая может быть получена в результате эффективного использования энергии отработавших газов.

На графиках рис.35 показаны участки низких давлений индикаторных диаграмм, рассчитанных для двигателей типа ЧН 14/14 при различных значениях общего КПД турбокомпрессоров: 0,49; 0,54; 0,60. Как видно

из рис.35, во втором случае средняя величина p_c приближается к нулю, тогда как в первом случае она близка к минус 0,05 МПа, несмотря на более высокую работоспособность выпускных газов. Влияние $p_{\text{мех}}$ на p_e отрицательное.

Немаловажное значение имеет принятие мер по уменьшению неравномерности газообмена в цилиндрах, в особенности восьмицилиндровых двигателей, способствующее уменьшению третьего члена полинома (23). Из реализовывавшихся мероприятий, помимо симметричной схемы распределения воздуха, нагнетаемого компрессорами, увеличения объема систем выпуска положительную роль играют преобразователи импульсов, а также системы выпуска, обеспечивающие равномерное чередование соответствующих процессов

в каждой из групп цилиндров, питающих турбину. Помимо энергетического эффекта снижение работы газообмена позволяет улучшить экологические качества и повысить надежность двигателей благодаря большей равномерности заряда цилиндров.

Анализ формулы (23) также показывает, что по мере повышения π_k , перехода от низкого турбонаддува к среднему, а затем высокому, несмотря на снижение степе-

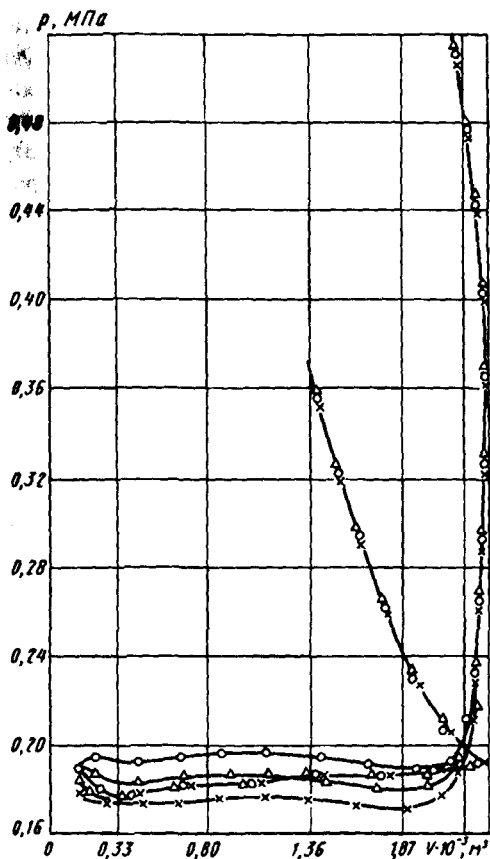


Рис. 35. Участки низких давлений свернутых индикаторных диаграмм при разных значениях $\eta_{\text{тк}}$:

- $\eta_{\text{тк}} = 0.49$;
- △—△— $\eta_{\text{тк}} = 0.54$;
- ×—×— $\eta_{\text{тк}} = 0.601$

ни сжатия ϵ , неизбежен рост p_c , а следовательно, увеличение первого члена, определяемого граничным трением. Но это может быть компенсировано снижением затрат энергии на газообмен указанными выше путями. Одним из резервов предотвращения роста $p_{\text{мех}}$ является снижение скоростного режима двигателя — частоты вращения коленчатого вала или скорости поршня [второй член полинома (23)]. Соответственно могут быть уменьшены потери энергии, вызываемые жидкостным трением. Но при этом для сохранения заданных энергетических показателей приходится повышать уровень наддува. Это приводит к необходимости увеличения максимального давления цикла во избежание ухудшения индикаторного удельного расхода топлива.

По мере совершенствования систем турбонаддува, снижения благодаря этому $p_{\text{и.х}}$ может быть достигнуто не только ограничение роста $p_{\text{мех}}$, но и уменьшение его абсолютного значения. Что касается относительной величины $p_{\text{мех}} = p_{\text{мех}}/p_i$, ее доли в энергетическом балансе двигателя, то она обратно пропорциональна среднему индикаторному давлению p_i , интенсивно уменьшается при его росте. Этим объясняется тот факт, что, несмотря на рост или в лучшем случае сохранение уровня индикаторного удельного расхода топлива, по мере повышения π_k , в автомобильных двигателях удается перекрывать данный негативный эффект, улучшать топливную экономичность двигателей, в результате снижения $\bar{p}_{\text{мех}}$ достигаемого в первую очередь вследствие роста p_i .

В отношении затрат энергии на привод агрегатов, оцениваемых членом $p_{\text{ар}}$ полинома (23), следует отметить, что рост наддува, требуя необходимости как увеличения цикловой подачи топлива, так и давлений его распыливания, определяет интенсивное увеличение затрат энергии на привод топливных насосов высокого давления. Эти затраты должны учитываться в энергетическом балансе двигателя, они определяют необходимость повышения прочности вследствие повышения нагруженности механизма привода топливного насоса. Одним, но не единственным путем рационального решения задачи является применение насос-форсунок. Опыт их использования на дизелях ЯМЗ-М204, ЯМЗ-М206 был в целом положительным. С увеличением π_k , p_c и p_z требуется принимать меры не только по предотвращению роста относительных механических потерь $\bar{p}_{\text{мех}}$ и их сни-

жению, но и по обеспечению необходимой прочности деталей, их жесткости при минимальной массе, предотвращению повышения токсичности отработавших газов. Использование полинома (23) позволяет получить выражение механического КПД $\eta_{\text{мех}}$ двигателя с наддувом в форме

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - \left[A_{\text{п.к}} (p_c - B_{\text{п.к}} \frac{v}{c_p} + p_{\text{уп}}) + D \frac{v}{c_p} + \right. \\ \left. + \left[\sum_{i=1}^z p_{\text{н.к}} \frac{1}{z_i} + p_{\text{ар}} + p_{\text{вт}} \right] / p_i \right] = 1 - \chi.$$

где χ — многочлен в квадратных скобках, деленный на p_i .

Очевидна тенденция к росту $\eta_{\text{мех}}$ по мере повышения p_i вследствие наддува. Но повышению $\eta_{\text{мех}}$ в результате наддува препятствует рост давления p_c , связь которого с $\pi_{\text{к}}$ близка к линейной, что приводило бы к увеличению числителя дроби в (24). Этому, однако, противодействует возможное снижение величины $p_{\text{н.к}}$ в (24). При достаточной эффективности системы турбонаддува знак $p_{\text{вт}}$ меняется на обратный, затраты энергии на насосные хода сменяются их положительной работой. Подобное "реверсирование" в отличие от приводных систем наддува присуще только турбонаддуву, являясь его принципиальным преимуществом. По примерным оценкам повышение $\eta_{\text{тк.ср}}$ от 0,45 до 0,58 приводит к относительному увеличению $\eta_{\text{мех}}$ в среднем 0,8 % на 1 % изменения $\eta_{\text{тк.ср}}$. В условиях тенденции к снижению η_i в двигателях с наддувом рост $\eta_{\text{мех}}$ является основным фактором улучшения их эффективного КПД, требующим совершенствования систем турбонаддува. В свою очередь рост p_i при стабилизирующейся $v_{\text{ср}}$ определяет повышение удельной мощности и снижение удельной массы двигателей.

Глава II. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

КОМПРЕССОР

Расчет и конструирование компрессора. Целью газодинамического расчета компрессора автомобильного ТКР является определение оптимальных геометрических параметров его проточной части при обеспечении заданных значений расхода воздуха G_k и степени повышения давления π_k . Значения последних известны из расчета совместных режимов работы двигателя и турбокомпрессора. Для большинства автомобильных двигателей при расчете турбокомпрессора в качестве расчетного режима целесообразно принимать режим максимального крутящего момента или близкий к нему. Это позволяет оптимизировать настройку компрессора на зону наиболее распространенных режимов работы двигателя, обеспечить расход воздуха и π_k при возможно малых диаметрах колес компрессора и турбины.

Расчет компрессора по средним параметрам обычно выполняется с использованием большого числа опытных коэффициентов, характеризующих течение в тех или иных элементах проточной части. Особенностью предлагаемой методики является ограничение их до минимума благодаря использованию в программе расчета безразмерных коэффициентов потерь $\Delta\psi$, представляющих собой отношение потерь полного напора к максимальному теоретическому напору. Для колеса компрессора

$$\Delta\psi_{\text{кол}} = (L_p^* - L_{k2}^*)/u_2^2 = \psi_p - \psi_{k2}^*;$$

для безлопаточного диффузора

$$\Delta\psi_d = (L_{k2}^* - L_{k4}^*)/u_2^2 = \psi_{k2}^* - \psi_{k4}^*;$$

для воздухоборника

$$\Delta\psi_y = (L_{k4}^* - L_k^*)/u_2^2 = \psi_{k4}^* - \psi_k^*.$$

В диапазоне оптимальных режимов работы компрессора ($\varphi_1 = 0,26... 0,32$) при использовании оптимальных технических решений по отдельным элементам проточной части и выборе исходных данных в пределах, рекомендованных в табл. 2, коэффициенты потерь $\Delta\psi$ могут выбираться из зависимостей, приведенных на рис.36.

Таблица 2

Наименование параметра	Рекомендуемое значение
Атмосферное давление p_n , кПа	Из условий работы двигателя
Температура окружающей среды T_n , К	То же
Показатель изэнтропы для воздуха k	1,4
Безразмерный коэффициент потерь в колесах $\Delta\psi_{\text{кол}}$	См. рис. 36
Отношение меридиональных скоростей k_m	1...1,2
Относительная ширина колеса $\bar{B} = B/D_2$	0,37...0,39
Расстояние от вершины параболы, образующей среднюю линию лопатки, до стенки при $\beta_{л2} = 90^\circ$ $\bar{B}_n = B_n/B$	0,15...0,18
Относительный диаметр безлопаточного диффузора $\bar{D}_4 = D_4/D_2$	1,6...1,8
Безразмерный коэффициент потерь в диффузоре $\Delta\psi_d$	См. рис. 36
Безразмерная скорость (число λ) в выходном сечении компрессора $\lambda(c_k)$	0,1...0,15
Шероховатость в безлопаточном диффузоре k_2 , мкм	4...8
Шаг при расчете координат средней линии лопатки S_1 , мм	0,5...1,5
Шаг при расчете размеров сечений улитки S_2 , °	30,0
Сторона a квадрата, используемого при построении меридионального обвода улитки, мм	$[b_4 + (4...5)]/4$
Относительный радиус центра тяжести выходного сечения улитки $\bar{R}_y = R_y/R_4$	1,04...1,06
Коэффициент уменьшения циркуляции скорости в безлопаточном диффузоре (первое приближение) N_1	0,9...0,94
Толщина лопатки на периферии t , мм	0,6...0,8

Наименование параметра	Рекомендуемое значение
Угол уширения лопатки колеса $\gamma, ^\circ$	2...3
Коэффициент налета лопаток ν	
при $\beta_{л2} = 90^\circ$	1,0...1,05
при $\beta_{л2} < 90^\circ$	1,1...1,3
Расход воздуха G_v , кг/с	Из расчета совмест-
	ных режимов двига-
	теля и ТКР
Степень повышения давления в компрессоре π_k^*	То же
КПД компрессора (первое приближение) η_{01}^*	
ТКР 9	0,78...0,80
ТКР 7	0,75...0,78
ТКР 5,5	0,74...0,76
ТКР 4,5	0,73...0,75
Коэффициент расхода φ_1	0,26...0,32
Относительный диаметр колеса на входе $\bar{D}_0$	0,25...0,27
Коэффициент потерь полного давления в воздушном фильтре σ	0,975...0,985
Число лопаток колеса z_k	
при $\beta_{л2} = 90^\circ$	8...10
при $\beta_{л2} < 90^\circ$	12...16
Наружный диаметр колеса компрессора D_2 , мм	Из расчета сов-
	местных режимов
	двигателя и ТКР

В алгоритме расчета (прил. 1) использованы также опытные зависимости угла атаки от угла потока на входе в колесо β_n (пп. 23, 26, 28 алгоритма расчета) и коэффициента μ_2 от числа радиальных лопаток колеса z_k и коэффициента расхода φ_1 (п. 41 алгоритма).

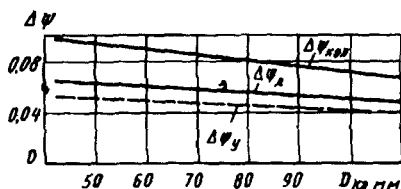


Рис. 36. Изменение минимальных коэффициентов потерь $\Delta\psi$ в элементах проточной части компрессоров в зависимости от диаметра колеса

Для колес с загнутыми лопатками коэффициент μ_2 целесообразно принимать по экспериментальным зависимостям $\psi_{\text{пол.к}} = f(\mu_1)$, полученным при испытании прототипных ступеней с примерно одинаковым углом лопаток $\beta_{л2}$.

Основу алгоритма газодинамического расчета компрессора по средним параметрам составляют общезвестные уравнения газовой динамики и термодинамики.

Дополнительно к ним для определения коэффициента снижения циркуляции скорости в безлопаточном диффузоре используется зависимость, полученная на основании теоретического анализа течения, в виде

$$N = 1 - \frac{0,51 c_f \tau(\lambda_{\text{ср}}) (\bar{D}_4 - 1) \cos(1,2\alpha_4 - \gamma_{\text{max}})}{\sin\alpha_4 \cos\alpha_4 \bar{b}_4}$$

где c_f — коэффициент трения для плоского потока, ~~определяемый~~ по формуле Никурадзе:

$$c_f = \frac{1}{4 \left(21g \frac{b_4}{k_m} + 1,74 \right)^2};$$

$\tau(\lambda_{\text{ср}}) = 0,5(\tau(\lambda_2) + \tau(\lambda_4))$ — среднее значение газодинамической функции $\tau(\lambda)$ в интервале от R_2 до R_4 ; $\gamma_{\text{max}} = \alpha_{2\text{max}} - \alpha_{2\text{min}}$ — средний максимальный угол закрутки скорости в безлопаточном диффузоре; по опытным данным $\gamma_{\text{max}} = 8,8 + (\bar{D}_4 - 1)12,5$.

Программа газодинамического расчета включает также расчет координат средней линии лопатки колеса в цилиндрическом сечении по уравнению $y = \rho x^m$. Поверхность, проходящая через среднюю линию и ось коле-

са, образована радиальными лучами, в связи с чем координаты в произвольном цилиндрическом сечении определяются из условий:

$$y_{D_x} = y_D \frac{D}{D_x}; \quad \operatorname{tg}(\beta_n)_{D_x} = \frac{D}{D_x} \operatorname{tg}(\beta_n)_D.$$

Расчет улитки выполняется с использованием уравнений неразрывности и сохранения циркуляции скорости, после чего производится корректировка величины сечения улитки с учетом потерь. Для максимального сечения улитки можно записать

$$G_v = \gamma_y c_y F_y;$$

$$c_y R_y = c_{u4} R_4.$$

$$\text{Откуда } F_y = \frac{G_v R_y}{\gamma_y c_{u4} R_4}.$$

где R_y – радиус центра тяжести максимального сечения R_y улитки. Для улитки с боковым расположением сечения отношение R_4 обычно находится в пределах 1,04...1,08.

Промежуточные значения площади сечения улитки находятся из уравнения

$$F_\varphi = \frac{\varphi}{360} \frac{R_\varphi}{R_y} F_y.$$

где φ – угол, отсчитываемый от нулевого сечения улитки; F_φ – площадь сечения улитки при повороте на угол φ ; R_φ – центр тяжести сечения F_φ .

Влияние потерь учитывается с помощью уравнения, полученного путем совместного решения уравнений неразрывности и Бернулли:

$$F'_\varphi = \frac{F_\varphi}{\sqrt{1 - \frac{2\Delta\psi_y u_{2\varphi}^2}{c_\varphi^2 360}}} \quad (25)$$

С учетом результатов экспериментальных исследований полученная зави-

симость $F_\varphi = f(\varphi)$ должна быть скорректирована на участке $\varphi = 0 \dots 150^\circ$ с обеспечением $F_{\varphi=0} = (0,15 \dots 0,2) F_{\varphi=360}$ и плавным изменением площади сечения улитки от 0 до 150° .

Меридиональный обвод улитки целесообразно выполнять в форме четырех сопрягающихся дуг окружностей с радиусами R_1, R_2, R_3, R_4 , где $R_2 = R_1 + a, R_3 = R_1 + 2a, R_4 = R_1 + 3a$. Минимальный радиус R_1 может быть определен из уравнения

$$R_1 = \sqrt{(F_\varphi / \pi - 1,568a^2)} - 1,5a.$$

Геометрические параметры компрессора, полученные в результате расчета, можно считать оптимальными, если они укладываются в диапазоны значений, приведенных ниже:

$$\overline{D}_1 = 0,57 \dots 0,70; (\beta_1)_{D_1} = 30 \dots 35^\circ;$$

$$\lambda(w_1) = 0,8 \dots 0,85; \overline{b}_2 = 0,05 \dots 0,065;$$

$$\alpha_2 > 17 \dots 20^\circ.$$

Алгоритм газодинамического расчета компрессора приведен в прил. 1.

Для достижения высоких эффективных показателей компрессора необходимо, чтобы наряду с оптимизацией профилирования и геометрических размеров колеса, безлопаточного диффузора и улитки при конструировании проточной части были учтены некоторые специальные требования, касающиеся особенностей выполнения ее отдельных элементов. Ниже приведены требования, основанные на анализе и обобщении опыта проектирования компрессоров автомобильных ТКР.

Участок проточной части перед входом в колесо компрессора должен выполняться конфузорным с углом поджатия $15 \dots 20^\circ$ с плавным изменением кривизны стенок в местах сопряжения цилиндрических и конфузорного участков. Следует иметь в виду, что выполнение перед колесом кольцевых карманов для улавливания посторонних предметов приводит к снижению показателей компрессора на $1,0 \dots 1,5\%$.

Входные кромки лопаток колеса компрессора должны быть по возможности тонкими с минимальным радиусом скругления примерно 0,2 мм. Толщи-

на лопаток колеса по внешнему обводу не должна превышать 0,6... 0,7 мм.

Начальный участок безлопаточного диффузора необходимо со стороны передней стенки выполнять с поджатием $b_3 = 0,85 (b_2 + \delta_0)$ с плавным изменением кривизны в местах сопряжений.

Для обеспечения оптимальных условий течения потока диск колеса компрессора должен несколько (на 0,1...0,2 мм) выступать над задней стенкой безлопаточного диффузора, которая, в свою очередь, на периферии должна гарантированно выступать над стенкой улитки.

Необходимо применять воздухозаборники улиточного типа с боковым расположением спиральной камеры и с плавным изменением кривизны канала в меридиональном сечении.

Раскрытие выходного диффузорного патрубка, примыкающего к выходному сечению улитки, должно быть направлено внутрь к оси компрессора, так чтобы наружная образующая патрубка имела тангенциальное направление.

Большое влияние на показатели компрессора оказывает чистота поверхности проточной части и зазор между лопатками колеса и корпусом компрессора. В связи с этим в производстве необходимо применять совершенные технологические процессы, гарантирующие чистоту поверхностей межлопаточных каналов колеса и диффузора на уровне R_a 1,0 и осевой зазор не более 0,3...0,5 мм.

Расчет меридионального сечения колеса компрессора. После определения основных размеров компрессора может быть выполнен расчет меридионального сечения колеса (рис.37), включающий определение радиуса наружного обвода и расчет координат внутреннего обвода по заданному оптимизированному закону изменения площади сечения колеса по длине канала.

Исходные данные для расчета включают параметры D_0 , D_1 , D_2 , B , b_2 , α , L_0 , где α – угол касательной к наружному обводу; L_0 – длина центроиды (задается приближенно и уточняется в процессе расчета).

Радиус наружного обвода

$$R = \frac{D_2 - D_1}{2(1 - \sin \alpha)}.$$

Координаты центра окружности с радиусом R :

нального сечения колеса и координат их центров x_c, y_c . В процессе расчета уточняется длина центроиды L_0 :

$$x_c = x_l + \frac{D_x}{2} \sin \alpha_i;$$

$$y_c = y_l - \frac{D_x}{2} \cos \alpha_i;$$

$$\Delta L = \sqrt{(x_c - x_0)^2 + (y - y_0)^2};$$

$$D_x = F/(2\pi y_c).$$

Если подсчитанный диаметр отличается от исходного меньше, чем на 1 %, то осуществляется переход к следующей точке с шагом h_x .

Координаты внутреннего обвода колеса определяются путем совместного решения системы уравнений, включающих уравнение окружностей, вписанных в канал меридионального сечения колеса, и производную этого уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (x_l - x_c)^2 + (y_l - y_c)^2 - 0,25D_x^2 &= 0 \\ (x_l - x_c)x'_c - (y_l - y_c)y'_c - 0,25D_x D'_x &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Значения производных x'_c, y'_c, D'_x определяются по специальной программе для каждого шага h_x по оси x .

Решение системы уравнений (26) приводит к квадратному уравнению относительно y :

$$(y_l - y_c)^2 + P(y_l - y_c) + Q = 0,$$

$$\text{где } P = \frac{D_x}{2} \frac{y'_c D'_x}{(x'_c)^2 \left[\left(\frac{y'_c}{x'_c} \right)^2 + 1 \right]};$$

$$Q = \frac{D_x^2}{4} \frac{(D'_x)^2 / 4 (x'_c)^2 - 1}{(y'_c)^2 / (x'_c)^2 + 1}.$$

Корни указанного уравнения y_1 и y_2 являются координатами внутреннего и наружного меридиональных обводов. Координаты x_i находятся из уравнения

$$x_i = x_c - (y_i - y_c) \frac{y'_c}{x'_c} - \frac{D_x D'_x}{4 x'_c}.$$

Результаты экспериментального исследования компрессоров. К настоящему времени выполнен большой объем исследований компрессоров с $D_2 > 110$ мм, результаты которых известны и применяются при их расчете и профилировании. Накопленный опыт в значительной мере использован при разработке алгоритма программы газодинамического расчета, изложенного выше.

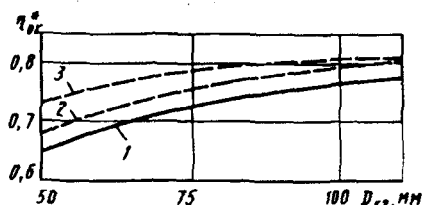
Ниже приведены результаты исследований, относящихся преимущественно к компрессорам с малым диаметром колес $D_2 = 50 \dots 90$ мм, а также материалы, не нашедшие широкого освещения в технической литературе.

По мере снижения диаметра колес обеспечение высокого КПД ступеней становится все более сложной задачей. Это обусловлено возрастанием кривизны каналов колес турбины и компрессора, повышением местных скоростей и диффузности из-за увеличения относительных толщин пограничного слоя и лопаток колеса, а также возрастанием относительных величин зазоров и отклонений в размерах межлопаточных каналов от заданных. Влияние размера колес с радиальными лопатками на КПД опытных ступеней показано на рис.38. Уменьшение диаметра колес на 10 мм приводит к снижению КПД компрессора на 1,5...2,5 %. Поэтому при использовании турбокомпрессора меньшего типоразмера необходимо за счет совершенствования проточной части стремиться компенсировать снижение КПД, обусловленное уменьшением диаметра.

Из рис.38 следует, что КПД компрессорной ступени автомобильных турбокомпрессоров за последние 10...12 лет увеличился приблизительно на 5...6 % благодаря совершенствованию аэродинамики проточной части. Вследствие этого показатели вновь разработанных ступеней меньшего типоразмера практически не уступают, а иногда и превосходят уровень по-

Рис. 38. Изменение максимального КПД компрессора в зависимости от наружного диаметра колеса:

$\pi_k = 1,6 \dots 1,8$; 1 — 1975 г.;
2 — 1982 г.; 3 — 1987 г.



казателей ступеней большей размерности предыдущего поколения турбокомпрессоров.

За рубежом одним из направлений повышения КПД компрессора стало применение колес с загнутыми назад лопатками ($\beta_{л2} = 60 \dots 75^\circ$). Одновременно с этим существенно изменяется профилирование лопаток в цилиндрическом сечении. К преимуществу таких ступеней относится и сдвиг границы помпажа в сторону меньших расходов воздуха. Однако применение такого профилирования имеет и недостатки, заключающиеся в усложнении технологии и снижении коэффициента напора компрессора на 15...20 %. Последнее приводит к необходимости увеличения диаметра колеса компрессора на 5...10 %.

Уровень КПД компрессора, достигнутый к настоящему времени на лучших образцах ступеней с загнутыми назад лопатками колес, показан на рис.38 верхней штриховой линией. Характеристика компрессора, типичная для ступеней, укомплектованных колесами с $\beta_{л2} = 60 \dots 75^\circ$, приведена на рис.39. Характеристика получена при испытании на безмоторном стенде турбокомпрессора TD 04 Мицубиси ($D_{к2} = 49$ мм, $D_{к1} = 30$ мм).

Степень аэродинамического совершенства проточной части компрессора оценивалась по результатам измерения изэнтропных КПД и коэффициента напора, подсчитанных по заторможенным параметрам. Методика основывалась на замере перепада температуры воздуха на выходе и на входе в компрессор (температурный метод) и давлений воздуха при различных окружных скоростях колеса. Для определения КПД, коэффициента напора и коэффициента полной работы использовались зависимости:

$$\eta_k^* = \frac{L_0^*}{L_n^*} = \frac{T_1^* (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_2^* - T_1^*}$$

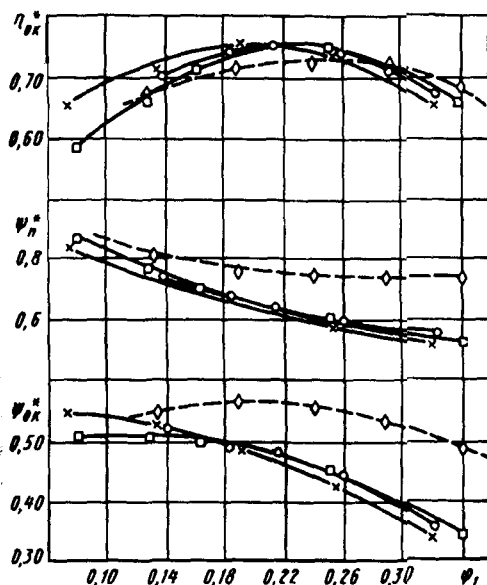


рис. 39. Сопоставление безразмерных характеристик компрессоров типов TD 04 и ТКР 4.5 (фирма Мицубиси):
 $\times - u_{k2} = 180 \text{ м/с}$; $O - u_{k2} = 250 \text{ м/с}$; $\square - u_{k2} = 300 \text{ м/с}$ (ТД 04);
 $\triangleright - \diamond - u_{k2} = 250 \text{ м/с}$ (ТКР 4.5)

$$\psi_k^* = \frac{L_0^*}{u_2^2} = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1^* (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{u_2^2};$$

$$\psi_n = L_n^* / u_2^2 = \psi_k^* / \eta_k^*.$$

коэффициент ψ_n зависит главным образом от числа лопаток колеса z_k , угла лопатки β_{n2} и коэффициента расхода φ_1 . Совпадение коэффициентов ψ_n для ступеней с одноступенными колесами является критерием точности проведения испытаний.

Максимальный изэнтропный КПД компрессора ТКР ТД 04 составил 75 %.

коэффициент напора не более 0,54. Данные показатели получены при зазоре между колесом и корпусом компрессора, равном 0,3 мм.

Другим возможным путем снижения потерь в компрессоре, обусловленных малыми размерами проточной части, может быть применение колес с уменьшенным числом лопаток до $z_k = 8 \dots 10$. Для оптимизации профилирования лопаток в цилиндрическом сечении, снижения диффузорности межлопаточных каналов и предотвращения возрастания кривизны их средней линии такие колеса должны выполняться с увеличенной шириной $\bar{B} = 0,38 \dots 0,4$ в осевом направлении. Уменьшение числа лопаток приводит к снижению местных скоростей из-за меньшего загромождения проточной части компрессора, сокращению потерь при обтекании входных кромок, а также потерь на трение в колесе. Кроме того, уменьшение числа лопаток, так же как и выполнение их загнутыми назад, должно благоприятно сказываться на течении в безлопаточном диффузоре. Такой характер обусловлен ростом угла потока на входе в диффузор α_2 в связи со снижением коэффициента μ_2 и, следовательно, окружной составляющей скорости c_{u2} . С возрастанием угла α_2 снижаются потери в безлопаточном диффузоре и улучшается согласование режимов работы колеса и диффузора. Уменьшение числа лопаток колеса, так же как и уменьшение угла $\beta_{\lambda 2}$, сопровождается сдвигом границы неустойчивой работы в область меньших расходов воздуха.

На рис.40 приведена размерная характеристика опытной компрессорной ступени с радиальными лопатками колеса ($D_{k2} = 50$ мм, $D_{k1} = 30$ мм, $z_k = 8$, $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$). Максимальный изэнтропный КПД компрессора с $D_{k2} = 50$ мм составил – 74 %, коэффициент напора – 0,56. Более крутое протекание кривых $\pi_k^* = f(G)$ и $\psi_k^* = f(\varphi_1)$ у компрессора ТКР ТД 04 (см. рис.39) объясняется применением колес с загнутыми назад лопатками. Необходимо отметить, что колесо опытного компрессора с $D_k = 50$ мм имело диск увеличенного диаметра ($D_d = 1,1 D_{k2}$).

Сравнительными исследованиями установлено, что применение вращающегося безлопаточного диффузора (ВБД) такой протяженности в компрессорах с малыми размерами каналов проточной части способствует улучшению условий работы безлопаточного диффузора и повышает КПД на 1...1,5 %. Дальнейшее повышение протяженности ВБД до $D_d = 1,2 D_{k2}$

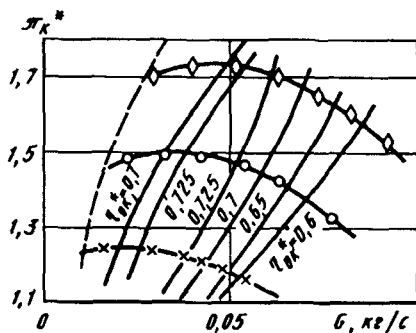


Рис. 40. Размерная характеристика компрессора ТКР 4,5:

× — $u_{k2} = 180$ м/с; ○ — $u_{k2} = 250$ м/с; ◇ — $u_{k2} = 300$ м/с

приводило к снижению эффективных показателей компрессора на 2 %, в связи с чем можно считать, что оптимальная протяженность ВБД близка к $D_d = 1,1 D_{k2}$.

С учетом полученных результатов дальнейшее исследование и совершенствование проточных частей компрессора целесообразно проводить с применением обоих типов профилирования лопаток колес для обеспечения совокупности наилучших технико-экономических показателей, таких, как КПД, коэффициент напора, диапазон работы с высоким КПД, момент инерции, трудоемкость изготовления.

По мере уменьшения диаметра колес на показатели турбокомпрессора все более возрастающее влияние начинает оказывать уровень технологии и качества изготовления его деталей, определяющий такие факторы, как зазоры между лопатками колеса и корпусом и чистота поверхности проточной части. Влияние указанных факторов на показатели компрессоров автомобильных ТКР очень существенно. Так, сравнительными испытаниями установлено, что зачисткой межлопаточных каналов колеса, имеющих чистоту поверхности $R_a 10... R_a 20$, до чистоты $R_a 1,0$ можно увеличить максимальное значение изэнтропного КПД компрессора на 2...2,5 %. При этом удельный эффективный расход топлива автомобильного дизеля уменьшается на 1,5...2 г/(кВт·ч), а температура выпускных газов перед турбиной вследствие повышения коэффициента избытка воздуха уменьшается на 25...30 К. Обеспечение требуемой чистоты поверхности колеса $R_a 1,0$ достигается с помощью литья под низким давлением в гипсовые формы, получаемые по резиновым моделям многократного пользования.

Чистота поверхности проточной части диффузора и улитки также существенно влияет на КПД компрессора. По результатам измерения скорости, угла и давления потока воздуха в различных точках по ширине безлопаточного диффузора и в радиальном направлении получена картина изменения структуры потока и данные о потерях в диффузорах с различной шероховатостью. По мере увеличения шероховатости сильно возрастает

градиент изменения скорости поперек диффузора в пристеночных зонах, а также угол закрутки скорости (градиент изменения угла потока). Последнее приводит к тому, что с ростом относительной шероховатости увеличивается интенсивность обратных токов и величина потерь.

Опытная зависимость минимального коэффициента потерь безлопаточного диффузора $\xi_{\Delta} = \frac{\Delta h}{c^2/2}$ от относительной высоты неровностей песочного

типа может быть выражена в виде

$$\xi_{\Delta \min} = \frac{1,5}{\lg \left[\frac{b_2}{k} + 0,7 \right]^2}, \quad (27)$$

где b_2 — ширина безлопаточного диффузора, мм; k — средняя высота неровностей, мм.

Зависимость (27) справедлива в диапазоне эквивалентных углов раскрытия безлопаточного диффузора $\theta = 10 \dots 11^\circ$.

Из приведенной зависимости следует, например, что уменьшение шероховатости стенок безлопаточного диффузора турбокомпрессора ТКР 5,5 с 8 до 4 мкм приводит к снижению минимального коэффициента потерь ξ_{Δ} с 0,14 до 0,118 и соответственно к увеличению КПД компрессора примерно на 1,5 %.

Примерно такое же влияние оказывает шероховатость на величину потерь в улитке воздухосборника. Так, окраска канала улитки, полученной литьем в земляные формы, с помощью нитроокраски обеспечивает повышение КПД компрессора примерно на 1 %.

В связи с этим очевидна важность обеспечения в производстве высокого качества и чистоты указанных поверхностей, без чего достижение современного технического уровня турбокомпрессоров по существу невозможно.

В процессе эксплуатации достигнутые высокие показатели могут быть значительно ухудшены из-за загрязнения проточной части различного рода отложениями. Исследования влияния загрязнений на КПД и коэффициент напора компрессора ТКР 5,5 ($b_2 = 2,5$ мм) показывают, что при толщине отложений 0,3...0,4 мм относительное снижение максимальных КПД и коэффициента напора компрессора может достигать до 9–10 % (рис.41). В связи с этим большое значение приобретает предотвращение пылемазляных

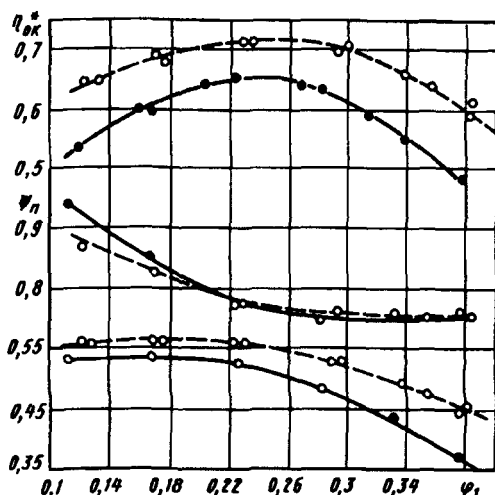


Рис. 41. Влияние загрязнения проточной части компрессора ТКР 5,5 на его характеристики:

○ — $u_{k2} = 180...250$ м/с — до загрязнения; ● — $u_{k2} = 180...300$ м/с — после загрязнения

отложений в компрессоре путем ликвидации подсосов воздуха через неплотности впускного тракта и протечек масла через компрессорное уплотнение.

Исследования, проведенные на компрессорных степенях с различным диаметром колес, выявили значительное влияние зазора между колесом и корпусом компрессора на его КПД. Зависимость последнего от зазора близка к линейной.

В результате обработки полученных при испытаниях зависимостей КПД компрессора от величины зазора определено изменение КПД $\Delta\eta_k$, соответствующее изменению осевого зазора на 0,1 мм (табл. 3).

Приведенные данные показывают, что для компрессоров с наружным диаметром колес от 110 до 50 мм увеличение осевого зазора на 0,1 мм повышает КПД на 0,6...1 %. Столь существенное влияние зазора на КПД компрессора подчеркивает важность конструкторских и технологических мероприятий, направленных на обеспечение минимального зазора между колесом компрессора и корпусом.

Таблица 3

Диаметр колеса $D_{к2}$, мм	Ширина лопатки, $b_{к2}$, мм	Изменение КПД, %, при изменении осевого зазора на 0,1 мм
130	8	1,3
110	7	0,6...1,0
75	5	0,6
55	3	0,6
50	3	1,0

Исследование структуры потока в безлопаточном диффузоре.

Экспериментальные исследования показывают, что структура потока, выходящего из колеса компрессора, характеризуется большой неоднородностью поперек канала и в окружном направлении. Характер и особенности этой неоднородности, зависящие главным образом от конструкции и профилирования колеса, а также режима работы ступени оказывают существенное влияние на эффективность работы диффузора и компрессора в целом.

Одна из особенностей течения воздуха в безлопаточном диффузоре заключается в том, что максимальный градиент давления направлен по радиусу и не совпадает с направлением вектора абсолютной скорости. Это приводит к тому, что кинетическая энергия частиц в пристеночных зонах в направлении градиента давления уменьшается значительно быстрее, чем в окружном направлении, порождая изменение направления вектора скорости поперек канала (рис.42). Максимальный угол между векторами скорости $\gamma_{\max}$ равен углу между направлением скорости при $\alpha_{2\max}$ и касательной к направлению линии тока на стенке диффузора $\gamma_{\max} = \alpha_{2\max} -$

$\alpha_{2\min}$.

Исследования течения в безлопаточном диффузоре показывают, что течение несимметрично относительно середины канала. Типичная картина изменения скорости c и угла потока α , а также окружной c_u и радиальной c_m составляющих в безлопаточном диффузоре компрессора показана на рис.43.

Для оценки изменения направления вектора скорости целесообразно

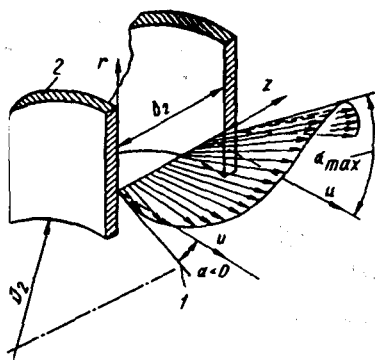


Рис. 42. Схема трехмерного течения в безлопаточном диффузоре:

1 — касательная к направлению линии тока на стенке; 2 — передняя стенка диффузора

использовать средний максимальный угол $(\gamma_{\max \text{ ср}})$, равный полусумме углов $\gamma_{\max}$ для передней и задней стенок.

На рис.44 приведены опытные данные по изменению угла $(\gamma_{\max \text{ ср}})$ в безлопаточных диффузорах, испытанных с колесами различной диффузорности, на различных режимах работы. С увеличением диаметра диффузора происходит рост среднего максимального угла $(\gamma_{\max \text{ ср}})$, но величина его при $\bar{D}_d < 1,7$ не превышает $15...17^\circ$.

При снижении диффузорности колеса (увеличении коэффициента $k_m = \frac{c_{m2}}{c_{j1}}$) угол $(\gamma_{\max \text{ ср}})$ на входе в безлопаточный диффузор постепенно уменьшается и при $k_m = 1,77...1,98$ угол $(\gamma_{\max \text{ ср}})$ не превышает $2,5...3^\circ$. Однако при $\bar{D}_d > 1,15$ и $k_m < 1,2$ диффузорность колеса и градиент давлений в диффузоре $\frac{dp}{dR}$ существенно не влияют на средний максимальный угол $(\gamma_{\max \text{ ср}})$.

Использование понятия о максимальном угле изменения направления вектора скорости позволяет упростить анализ условий возникновения обратных токов в безлопаточном диффузоре.

Условие отсутствия обратных токов в безлопаточном диффузоре может быть записано в следующем виде: $\alpha_{\max} > \gamma_{\max}$, где $\alpha_{\max}$ — максимальный угол потока в середине канала.

Из результатов измерений угла потока по ширине безлопаточного диффузора следует, что $\alpha_{\max} = (1,15...1,2)\alpha_{\text{ср}}$, а $\gamma_{\max} = (1,15...1,35) \times (\gamma_{\max \text{ ср}})$.

С учетом этого условие отсутствия обратных токов в безлопаточном диффузоре при несимметричном течении запишется в виде

$$\alpha_{\text{ср}} > (1,1 \dots 1,15)(\gamma_{\text{max ср}})$$

или

$$\alpha_{\text{ср}} > (17 \dots 20)^\circ \text{ при } \bar{D}_d > 1,15;$$

$$\alpha_{\text{ср}} > (15 \dots 18)^\circ \text{ при } 1,0 < \bar{D}_d < 1,15.$$

Эти рекомендации справедливы для диффузоров с малой относительной шероховатостью стенок $\left[\frac{R_r}{k} > 600 \right]$. Здесь R_r – гидравлический радиус

канала. Увеличение шероховатости приводит к значительному возрастанию среднего максимального угла $\gamma_{\text{max ср}}$ и повышению несимметричности течения.

В результате этого, как показали исследования структуры потока, обратные токи в диффузорах с шероховатостью стенок $\frac{R_r}{k} = 200$ захватывают весь диапазон исследованных режимов (до $\alpha_2 = 35^\circ$).

Таким образом, из анализа структуры потока в диффузоре вытекает, что основной причиной возникновения обратных токов в диффузоре является не чрезмерный градиент давлений или нарастание толщины пограничного слоя в радиальном направлении, а несимметричность распределения угла потока относительно середины канала и малые средние углы потока. Исходя из этих соображений можно рекомендовать следующие пути устранения обратных токов в диффузоре:

а) выбор соответствующего среднего угла потока $\alpha_{2\text{ср}}$ при расчете компрессора. Средний угол α_2 должен быть больше $17 \dots 20^\circ$ при несимметричном течении и $R_r/k > 600$;

б) воздействие на поток в колесе при малых средних углах потока на входе в диффузор для уменьшения несимметричности распределения угла потока по ширине канала, которое может достигаться путем увеличения отношения меридиональных скоростей c_{m2}/c_1 и изменения профилирования лопаток колеса в цилиндрическом сечении;

в) воздействие на поток в диффузоре путем плавного уменьшения ширины канала, которое должно осуществляться с той стороны диффузора и

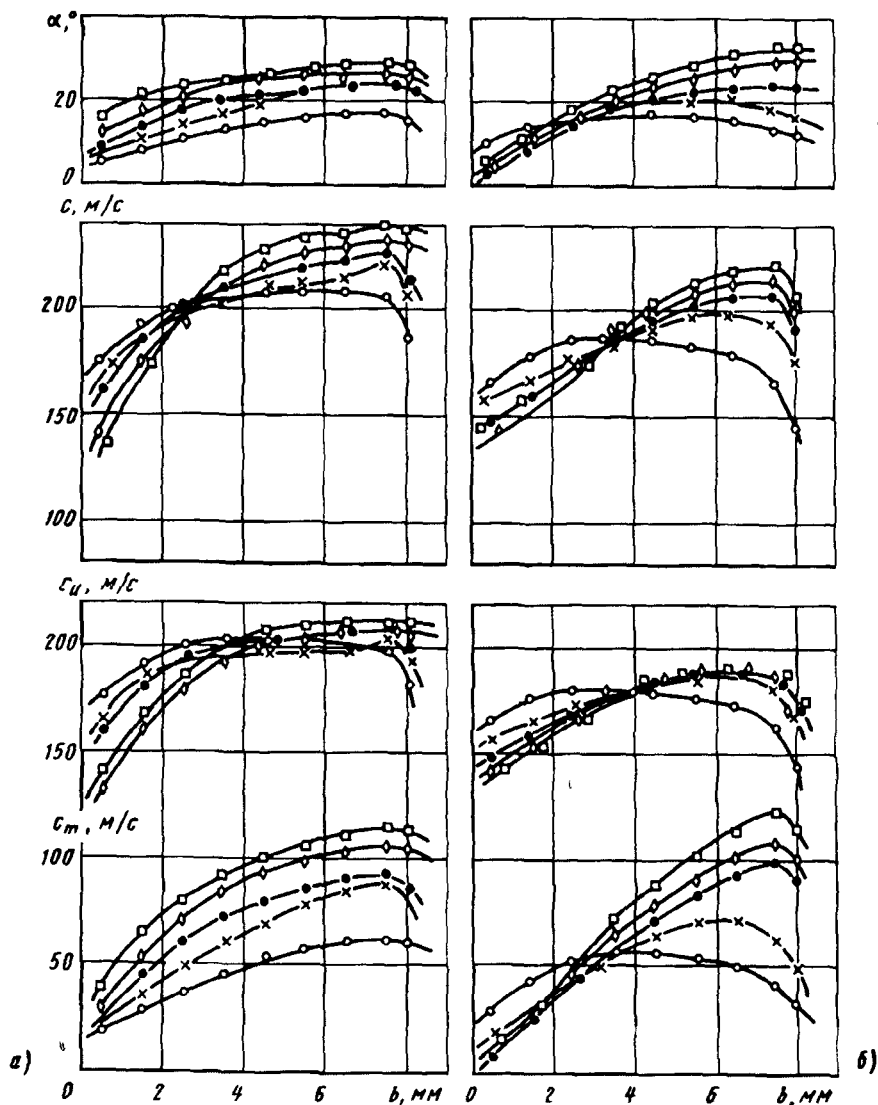
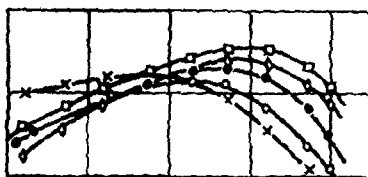
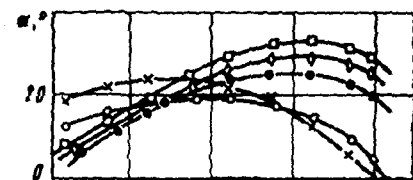
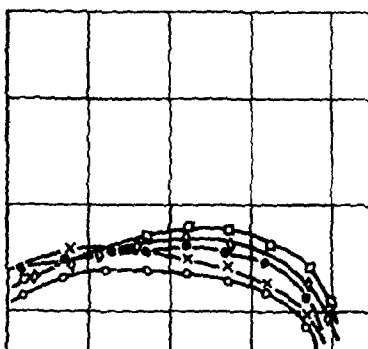


Рис. 43. Изменение параметров потока в безлопаточном диффузоре:

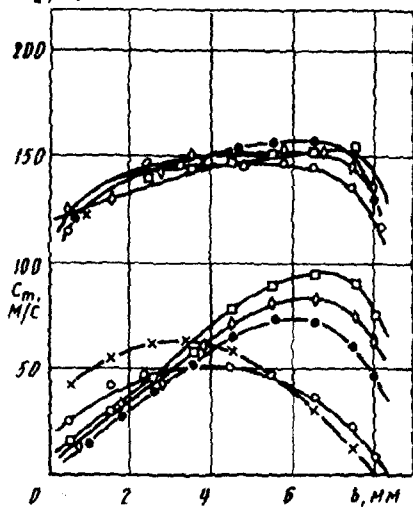
$a - \bar{D}_d = 1.03$; $б - \bar{D}_d = 1.15$; $в - \bar{D}_d = 1.36$; $г - \bar{D}_d = 1.67$; $\circ - \alpha_{2cp} = 14^\circ 50'$; $\times - \alpha_{2cp} = 16^\circ 50'$; $\bullet - \alpha_{2cp} = 19^\circ 15'$; $\diamond - \alpha_{2cp} = 21^\circ 30'$; $\square - \alpha_{2cp} = 23^\circ 30'$; $u_{\kappa 2} = 245$ м/с.



$c, M/C$



$c, M/C$



б)

в)

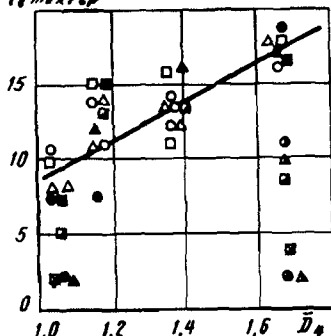
$(r_{max})_{cp}$


Рис. 44. Изменение среднего максимального угла закрутки скорости в безлопаточном диффузоре:

○ — $\alpha_2 = 12^\circ$; Δ — $\alpha_2 = 17^\circ$; □ — $\alpha_2 = 19^\circ$ ($\bar{b}_3 = 0.077$); ● — $\alpha_2 = 15^\circ$; ▲ — $\alpha_2 = 19^\circ$; ■ — $\alpha_2 = 23^\circ$ ($\bar{b}_3 = 0.065$); ○ — $\alpha_2 = 17^\circ$; Δ — $\alpha_2 = 22^\circ$; □ — $\alpha_2 = 27^\circ$ ($\bar{b}_3 = 0.054$); ● — $\alpha_2 = 24^\circ$; Δ — $\alpha_2 = 34^\circ$; ■ — $\alpha_2 = 40^\circ$ ($\bar{b}_3 = 0.37$)

по тому диаметру, где местные углы потока близки к нулю или имеют отрицательное значение.

Важной особенностью структуры потока в безлопаточном диффузоре малоразмерного центробежного компрессора является значительный градиент статического давления поперек канала. Давление около задней стенки со стороны диска колеса превышает давление около передней стенки со стороны крышки колеса, причем с увеличением диаметра диффузора градиент давления поперек канала постепенно уменьшается (рис.45). Подобный характер распределения статического давления, как показали исследования, сохраняется для компрессорных ступеней различных размерностей. Градиент давления вызван поворотом потока в осерадиальном колесе с относительно малым радиусом кривизны линий тока в меридиональном сечении.

Резкое увеличение поперечного градиента давления в сечении за колесом может наблюдаться в ступенях с большим относительным диаметром колеса на входе ($\bar{D}_{к1} > 0.7$) и относительно большой меридиональной скоростью на выходе из колеса ($c_{m2}/c_1 > 1.3...1.35$).

В неблагоприятных случаях величина поперечного градиента давления dp/db на входе в безлопаточный диффузор сопоставима с градиентом давления в радиальном направлении dp/dR или даже превышает его.

Выравнивание статического давления на начальном участке таких безлопаточных диффузоров сопровождается дополнительными потерями, составляющими 20...40 % от всех потерь в диффузоре (рис.46).

Выделить влияние поперечного градиента давления на потери в диффу-

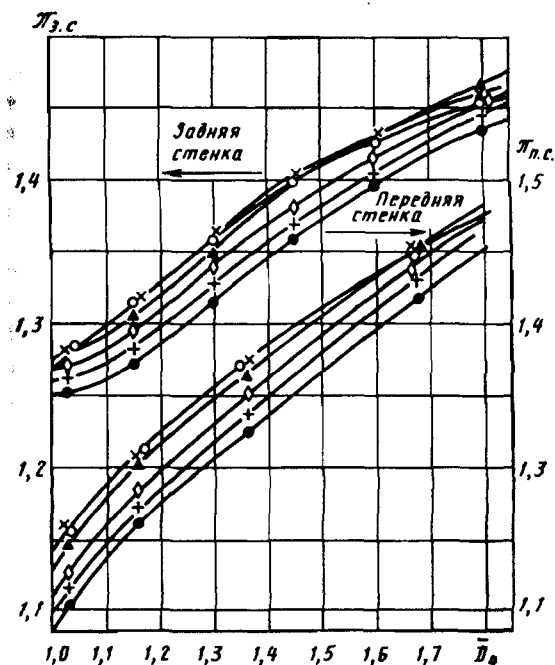


Рис. 45. Изменение статического давления на стенках диффузора ($u_{k2} = 245 \text{ м/с}$):

$\times - \varphi_2 = 0.317$; $\Delta - \varphi_2 = 0.356$; $\diamond - \varphi_2 = 0.391$; $+ - \varphi_2 = 0.412$;
 $\bullet - \varphi_2 = 0.438$

зоре в отдельности затруднительно, так как воздействие на него осуществляется путем изменения геометрических размеров колеса и сопровождается другими изменениями в структуре потока. Однако можно говорить о существовании оптимального диаметра колеса $\bar{D}_{k1}$, которому будет соответствовать наиболее благоприятная структура потока за колесом. Для компрессоров автотракторных ТКР оптимальный диаметр $\bar{D}_{k1}$, при котором потери в диффузоре минимальны, равен $0.6 \dots 0.66$. Во многих случаях в связи с необходимостью обеспечения повышенного расхода воздуха через компрессор с минимальным наружным диаметром колеса конструкторы вынуждены расширять верхнюю границу указанных величин (до $\bar{D}_{k1} =$

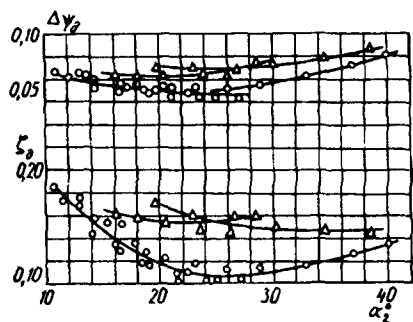


Рис. 46. Изменение коэффициентов потерь $\Delta\psi_d$ и ζ_d безлопаточных диффузоров в зависимости от угла потока и градиента давления поперек диффузора ($u_{n2} = 245$ м/с):

○ — $dp/db = 1...1.5$; △ — $dp/db = 3...5$

$= 0.7...0.72$). В этом случае требуется тщательная экспериментальная отработка проточной части компрессора для достижения высоких эффективных показателей.

ТУРБИНА

Газодинамический расчет турбины. Газодинамический расчет турбины автомобильного ТКР выполняется для определения оптимальных размеров и профилирования проточной части, обеспечивающих настройку турбины и наивысшие значения КПД на режимах работы двигателя, соответствующих

$n_{M_{кр\ max}}$

Опыт показывает, что удовлетворительные результаты по настройке турбины могут быть получены при ее расчете в условиях стационарного потока газа с учетом правильного выбора основных исходных коэффициентов и параметров. Рекомендации по выбору исходных данных приведены в табл. 4.

На рис. 47 приведены примерные зависимости коэффициентов скорости φ и ψ , механического КПД турбокомпрессора η_m , внутреннего КПД турбины η_t и оптимального параметра $x_{ад}$ от наружного диаметра колеса турбины.

Зависимости на рис. 47 построены на основе опытных данных, накопленных при расчете и исследовании малоразмерных радиально-осевых турбин автомобильных турбокомпрессоров, и справедливы в определенных диапазонах геометрических параметров турбин с безлопаточным направляющим аппаратом.

При разработке алгоритма расчета турбины наряду с общеизвестными газо- и термодинамическими зависимостями и уравнениями (сохранения

Таблица 4

Параметр	Рекомендуемое значение
Коэффициент перепуска газа мимо турбины A_n	Из расчета двигателя и ТКР
Коэффициент k_c	0.8...0.9
Газовая постоянная R , Дж/(кг·К)	287,0
Показатель изотропы K	1.34
Механический КПД турбокомпрессора $\eta_{мк}$	См. рис. 47
Внутренний КПД турбины η_t	То же
Коэффициент скорости БНА φ	"
Коэффициент скорости рабочего колеса ψ	"
Расход воздуха G_a , кг/с	Из расчета компрессора
Температура перед турбиной T_0^* , К	Из расчета двигателя и ТКР
Давление за турбиной p_2 , кПа	То же
Окружная скорость на периферии колеса компрессора u_{k2} , м/с	Из расчета компрессора
Коэффициент избытка воздуха α	Из расчета двигателя и ТКР
Степень реакции ρ	0.35...0.5
Коэффициент полной работы ψ_n	Из расчета компрессора
Наружный диаметр колеса компрессора D_{k2} , м	Из расчета компрессора
Относительная высота лопатки по диаметру $\bar{b}_l = b_l/D_l$	0.12...0.20
Относительный диаметр втулки колеса $\bar{D}_{вт} = D_{вт}/D_l$	0.2...0.3
Параметр $x_{ад}$	См. рис. 47
Коэффициент снижения циркуляции скорости ξ	
Угол раскрытия затурбинного диффузора α_d	10...12

Параметр	Рекомендуемое значение
Степень расширения затурбинного диффузора Π	1.8...2.0
Коэффициент, учитывающий увеличение полных потерь в диффузоре из-за неравномерности поля скоростей на входе, ξ	1.5...2.0

энергии, количества движения и неразрывности) были использованы уравнение баланса работ турбины и компрессора и методика расчета потерь в коническом затурбинном диффузоре по условной толщине вытеснения Δ_2^* в его выходном сечении.

Особенностью турбин автомобильных турбокомпрессоров являются высокие значения среднего относительного диаметра $\overline{D}_{2cp}$, что обусловлено стремлением максимально уменьшить наружный диаметр колеса турбины и снизить за счет этого до минимума момент инерции ротора.

Для определения оптимальных значений $\overline{D}_{2cp}$ в алгоритм расчета введена эмпирическая зависимость

$$\overline{D}_{2cp} = 0,87 - 0,5\rho. \quad (28)$$

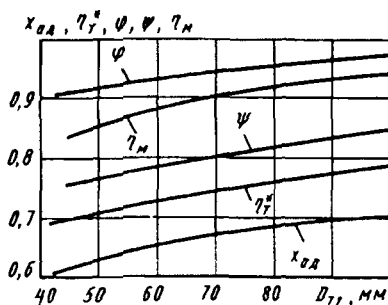
Расчет БНА выполняется по средним параметрам с использованием уравнений неразрывности и сохранения циркуляции:

$$G_r = \rho' F' G'; \quad (29)$$

$$\xi c'_u R' = c'_{1u} R_1, \quad (30)$$

где ρ' — плотность газа в произвольном сечении БНА, кг/м^3 ; F' — площадь произвольного сечения БНА, м^2 ; c' — средняя расходная скорость газа в произвольном сечении БНА, м/с ; ξ — коэффициент снижения циркуляции скорости в БНА и кольцевом канале, $\xi = \varphi$; c'_u — средняя тангенциальная составляющая скорости в произвольном сечении БНА на радиусе R' , м/с ; R' — радиус центра тяжести произвольного сечения БНА, м .

Рис. 47. Примерные зависимости параметров $x_{ад}$, η_T , φ , ψ , η_M от наружного диаметра колеса турбины



Для БНА с круглым сечением можно принять $R' = R_{\text{в}} + 0,95R$, где R — радиус круглого сечения БНА, м. На основании опытных данных можно принять $k_c' = c_{\mu}'$, где

$k_c \approx 0,8 \dots 0,9$. В результате совместного решения уравнений (29) и (30) для БНА с круглым сечением получаем

$$G_{\Gamma} = \frac{\gamma' \cdot 3,356 R_{\text{в}}^2 c_{\mu} R}{k_c \xi (R_{\text{в}} + 0,95R)} \quad (31)$$

После преобразований

$$Q_1 R^2 - Q_2 R - Q_3 = 0,$$

где $Q_1 = 3,356 c_{\mu} R_{\text{в}} \gamma'$; $Q_2 = 0,95 \xi G_{\Gamma} k_c$; $Q_3 = \xi G_{\Gamma} R_{\text{в}} k_c$.

Решив квадратное уравнение, получим

$$R = \frac{Q_2 + \sqrt{Q_2^2 + 4Q_1 Q_3}}{2Q_1}.$$

Плотность газа γ' в первом приближении принимается постоянной по длине улитки БНА

$$\gamma' = (\gamma_0^* + \gamma_{\text{в}})/2.$$

Алгоритм расчета турбины приведен в прил. 2.

Геометрические параметры турбины, полученные в результате расчета, близки к оптимальным, если углы потока укладываются в следующие диапазоны значений: $\alpha_1 = 18 \dots 25^\circ$; $\beta_1 = 85 \dots 110^\circ$; $\beta_{2\text{ср}} = 30 \dots 45^\circ$; $\alpha_{2\text{ср}} = 85 \dots 100^\circ$.

Должно быть также соблюдено условие: $\omega_2 > \omega_1$.

При профилировании меридионального сечения рабочего колеса турбины можно использовать методику расчета, приведенную в разд. "Компрессор".

В результате расчета должен быть обеспечен близкий к линейному закон изменения средней меридиональной составляющей скорости по длине межлопаточного канала.

Исследование турбины автомобильного турбокомпрессора. При совершенствовании турбины автомобильного турбокомпрессора ставится задача обеспечения высокого КПД, хороших вибропрочностных характеристик и минимального момента инерции колеса.

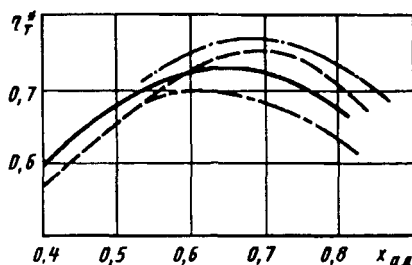
Если достигнута оптимизация геометрических параметров и профилирования проточной части турбины, то несмотря на малые размеры колес может быть получен достаточно высокий внутренний КПД. По опытным данным внутренний КПД η_{τ}^* оптимизированных турбин составляет 77,5 % при $D_{\tau 1} = 95$ мм; 75 % при $D_{\tau 1} = 75$ мм; 72,5 % при $D_{\tau 1} = 63$ мм; 71 % при $D_{\tau 1} = 53$ мм. Зависимости КПД η_{τ}^* от параметра $u_{\tau 1}/c_0$, полученные при испытаниях турбин на гидротормозном стенде, приведены на рис.48. Турбины имели следующие геометрические параметры:

1. $D_{\tau 1} = 95$ мм; $D_{\tau 2} = 85$ мм; $b_{\tau 1} = 17$ мм; $(\beta_{\lambda})_{D_{\tau 1}} = 33^\circ$; $z_{\tau} = 11$;
2. $D_{\tau 1} = 76$ мм; $D_{\tau 2} = 65$ мм; $b_{\tau 1} = 12$ мм; $(\beta_{\lambda})_{D_{\tau 1}} = 29^\circ$; $z_{\tau} = 11$;
3. $D_{\tau 1} = 63$ мм; $D_{\tau 2} = 55$ мм; $b_{\tau 1} = 12$ мм; $(\beta_{\lambda})_{D_{\tau 1}} = 23^\circ$; $z_{\tau} = 11$;
4. $D_{\tau 1} = 53$ мм; $D_{\tau 2} = 48$ мм; $b_{\tau 1} = 6$ мм; $(\beta_{\lambda})_{D_{\tau 1}} = 27^\circ$; $z_{\tau} = 11$.

Все колеса имели полный диск, коэффициент перекрытия решетки лопаток $\bar{i}$, представляющий отношение протяженности лопатки в окружном направлении к шагу между лопатками, у всех колес был близок к 1, так как по технологическим соображениям максимальное значение коэффициента перекрытия $\bar{i}$ не должно превышать 1,0. Указанные особенности профилирования проточной части турбины, как показывают экспериментальные исследования, существенно влияют на КПД. Так установлено, что увеличение коэффициента перекрытия $\bar{i}$ с 0,7 до 0,98 обеспечивает повышение

Рис. 48. Зависимости внутреннего КПД η^* турбины с различным наружным диаметром от параметра $x_{ад}$:

--- $D_{т1} = 95$ мм; --- $D_{т1} = 76$ мм; — $D_{т1} = 63$ мм;
— — — $D_{т1} = 53$ мм



максимального внутреннего КПД турбины на 1,5–2 %. Аналогичный по значению эффект достигается при увеличении диаметра диска колеса турбины от $\bar{D}_д = 0,69$ до $\bar{D}_д = 1$.

Тем не менее применение колес турбины с укороченным диском широко распространено за рубежом. Такая конструктивная особенность свойственна всем зарубежным турбокомпрессорам с диаметром колес 35...100 мм. Обусловлено это главным образом стремлением понизить момент инерции ротора турбокомпрессора, уменьшение которого в результате укорочения диска составляет 18–20 %.

Учитывая отрицательное влияние укорочения диска колеса на КПД турбины, целесообразность исключительного применения таких колес вызывает сомнения. По-видимому, турбины с такими колесами должны использоваться на двигателях, для которых требование максимальной приемистости является определяющим.

Выше было отмечено, что установка турбокомпрессоров меньших размеров для наддува автомобильных двигателей является одной из ведущих тенденций развития систем турбонаддува. Это сопровождается возрастанием расхода газа через турбину и, как следствие, ростом скоростей газа на выходе из турбины и потерь с выходной скоростью. Так, при применении турбокомпрессора типоразмера ТКР 7 для наддува дизеля мощностью 190 кВт потери с выходной скоростью на номинальном режиме при отсутствии диффузора за турбиной могут составить более 15 %. Поэтому к числу очевидных, но не всегда реализуемых технических решений, способствующих повышению КПД турбины и не требующих усложнения технологии, следует отнести применение затурбинных диффузоров. Как показывают исследования, даже установка обычных конических диффузоров с углом раскрытия около 12° и $n = 2$ приводит к повышению эффективного КПД турбины на 2...3 % (рис.49). Учитывая это, затурбинный диффузор должен рассматриваться как неотъемлемый элемент проточной части турбины.

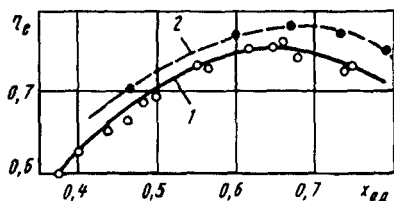


Рис. 49. Влияние затурбинного диффузора на эффективный КПД турбины ТКР 9:

1 — без диффузора ($\delta_T = 1,38 \dots 1,56$); 2 — с диффузором ($\delta_T = 1,38 \dots 1,56$)

а диаметр трубопровода, соединяющего затурбинный диффузор с глушителем, должен быть по меньшей мере равен диаметру диффузора на выходе.

Важной задачей улучшения характеристик турбин автомобильных турбокомпрессоров является сдвиг режимов с максимальным КПД в области относительно низких приведенных расходов газа $G_{г.пр}$ и низких степеней понижения давления δ_T . Фирмой Ишикава (Япония) установлено, что благоприятного изменения КПД турбины от величины δ_T^* можно добиться путем уменьшения отношения площади на выходе из колеса турбины F_{T2} к площади начального сечения F_n .

Из рис.50, на котором показано влияние этого параметра, следует, что для обеспечения максимальных КПД турбин в области $\delta_T^* < 1,5$ отношение $\bar{F} = F_{T2}/F_n$ должно находиться в пределах 1,6...1,8, а в области $1,5 < \delta_T^* < 2,0$ — в пределах 2,3...2,5.

Одним из факторов улучшения показателей турбокомпрессоров является выбор отношения наружных диаметров колес компрессора и турбины, которое может быть определено из уравнения баланса работ турбины и компрессора:

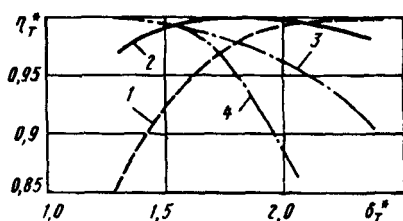


Рис. 50. Влияние параметра $\bar{F}_n$ на изменение КПД турбины от степени понижения давления газа $\delta_T = p_0/p_2$ по данным фирмы Ишикава (Япония):

1 — $\bar{F}_n = 5$; 2 — $\bar{F}_n = 2,5$; 3 — $\bar{F}_n = 1,67$; 4 — $\bar{F}_n = 1,25$

$$\frac{D_{\kappa 2}}{D_{\tau 1}} = \sqrt{\frac{\eta_e^* G_r}{2\psi G_{\text{п в ад}} x^2}}. \quad (32)$$

Расчеты отношения $\frac{D_{\kappa 2}}{D_{\tau 1}}$ из выражения (32) и анализ накопленных

данных свидетельствуют о целесообразности его незначительного увеличения в среднем от 1,05 до 1,10 при уменьшении наружного диаметра колес с радиальными лопатками с 90 до 40 мм. Такой характер изменения отношения $D_{\kappa 2}/D_{\tau 1}$ по мере уменьшения диаметров благоприятен не только с точки зрения оптимизации совместных режимов работы турбины и компрессора, но и по другим причинам. В этом случае для турбокомпрессора с малым диаметром колес достигается дополнительное уменьшение инерционности ротора, и несколько снижаются потери на трение в подшипниках благодаря понижению частоты вращения ротора.

УЗЛЫ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Условия работы узла подшипников. Условия работы узла подшипников турбокомпрессора обусловлены широким диапазоном режимов работы автомобильных дизелей. Отсюда должна быть обеспечена работоспособность ТКР при следующих наиболее неблагоприятных сочетаниях режимов: при пуске в условиях недостатка смазочного материала; при прогреве, когда имеет место низкая температура и высокое давление смазочного материала; при резко переменных скоростных режимах в условиях изменяющегося температурного режима; при увеличенных зазорах в результате износа подшипников и разбалансированном роторе; при резком падении давления смазочного материала перед ТКР, связанным с отказом узлов и деталей смазочной системы.

Одним из главных условий работоспособности узла подшипников является сохранение устойчивого вращения ротора (с минимальным отклонением положения оси вала от оси расточки корпуса под подшипник).

Неравенства масс и центробежных сил от неуравновешенности ротора со стороны колес компрессора и турбины приводят к тому, что ротор совершает прецессионное движение, которое определяется динамическими характеристиками системы ротор-подшипник-опоры. Для выявления вида колебаний ротора необходимо измерить перемещение ротора одновременно

хотя бы в трех точках по его длине. Но в условиях чрезвычайно ограниченных габаритных размеров узлов подшипников это не представляется возможным. В результате устойчивость вращения вала ротора оценивают по данным измерения траектории его открытого конца, приняв допущение, что поперечные колебания ротора характеризуют собой угловые с точкой пересечения в центре масс ротора. Это допущение было проверено опытами, при которых одновременно измерялись перемещения ротора на его открытом конце и у каждого подшипника. В результате установлено, что лишь до частоты вращения $10\,000\text{ мин}^{-1}$ ротор совершает цилиндрические по форме колебания. На остальных режимах и при различных температурах и давлениях масла сохраняется коническая форма поперечных колебаний ротора. Одновременно установлено, что изгиб ротора на всех режимах его работы, кроме аварийных ситуаций, настолько незначителен, что им можно пренебречь.

Аппаратура для исследований устойчивости вращения ротора ТКР по результатам измерения траектории его конца состоит из двух пар индуктивных датчиков JWB-102 (фирмы RFT), соединенных по обычной мостовой схеме, сигнал с которых усиливается с помощью усилителей, затем регистрируется на фотобумаге шлейфового осциллографа Н-105 и одновременно — на экране катодного осциллографа С1-30 в виде траекторий, которые фотографировались на пленку фотоаппаратом. Такая аппаратура позволяет получать кривые колебаний ротора в двух плоскостях, а также суммарную траекторию движения конца вала ротора в диапазоне частот до 1200 Гц . Для обеспечения линейных характеристик датчиков зазор между ними и поверхностью специальной втулки составляет $0,3\text{ мм}$. Эта втулка, выполненная из алюминиевого сплава, наворачивалась на резьбовой конец вала ротора. Биение цилиндрической поверхности втулки относительно шеек вала ротора составляло не более 5 мкм .

Статическая тарировка аппаратуры проведена в приспособлении, позволяющем датчикам перемещаться в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Таким образом, устанавливалась зависимость отклонения луча шлейфового осциллографа от перемещения датчиков. Для динамической тарировки использовали вибродинамику с установленной на плите втулкой и неподвижно закрепленными датчиками. Результаты тарировки свидетельствуют, что в диапазоне изменений колебаний втулки до 1 мм и частот до 1000 Гц характеристики аппаратуры линейны.

Пример записи осциллограмм показан на рис.51. Кривая 1 характеризует перемещение конца вала в вертикальной плоскости, а кривая 2 — в горизонтальной. Траектории вращения конца вала с экрана катодного осциллографа являются результирующей кривых 1 и 2. Каждая из кривых

Рис. 51. Осциллограммы траектории конца вала ротора турбокомпрессора:

1 — в вертикальной плоскости;
2 — в горизонтальной плоскости;
3 — суммарная осциллограмма



состоит из высокочастотных колебаний, соответствующих частоте вращения вала (оборотная компонента), и низкочастотных, являющихся результатом вибраций во внутреннем и наружном слое смазочного материала узла подшипников (прецессионная компонента). При обработке результатов использовалось относительное значение траектории конца вала ротора A , равное отношению измеренного значения перемещения к максимально возможному значению перемещения конца вала при его перекосе в подшипниках, собранных без смазочного материала.

Сравнительные исследования ТКР II с обоими типами узла подшипников (вращающимися втулками и неподвижной моновтулкой) позволили установить, что в траектории движения ротора при работе ТКР на двигателе появляется компонента, определяемая вибрацией самого двигателя с частотой $f = 0,025 \frac{1}{\text{с}}$. Амплитуда этой составляющей не превышает 10...15 % общей амплитуды движения ротора и остается постоянной при всех скоростных режимах работы ТКР на дизеле и при различных условиях подачи смазочного материала.

Устойчивость вращения ротора исследовалась в диапазоне частот вращения 15000...70 000 мин при установке вращающихся втулок (ВВ) и неподвижной моновтулки (НМ). Проверялось влияние давления смазочного материала в диапазоне от 0,075 до 0,6 МПа при температурах от 20 до 110 °С при различных сочетаниях внутреннего и наружного зазора, величины которых были выбраны из условия обеспечения работоспособности узла подшипников с учетом рассеивания величин зазоров при серийном изготовлении, а также с учетом изнашивания деталей при эксплуатации. Балансировка ротора составляла 0,15; 0,75 и 1,5 г·см. Балансировку изменяли без разборки ТКР путем вворачивания в тело колес грузиков определенной массы. Было исследовано также поведение ротора в неблагоприятных условиях работы ТКР при пуске дизеля и в аварийных ситуациях, таких, как резкое снижение давления масла перед подшипниками.

Необходимость сравнения двух типов узлов подшипников определила разработку комплексной методики исследований, включающих в себя в первую очередь выяснение роли наружного и внутреннего зазоров в под-

шипниках при вращении плавающего элемента или без него. В результате установлено, что внутренний и наружный зазоры в узле подшипников оказывают различное влияние на колебания ротора (рис.52). Так для узла подшипников с ВВ при увеличении внутреннего зазора от 0,05 до 0,11 мм при частоте вращения сбалансированного ротора, равной $60\,000\text{ мин}^{-1}$, резко растет величина $\bar{A}$ до значений, равных 0,8...0,9 предельных. В то же время в узле подшипников с НМ в этих же условиях величина $\bar{A}$ изменяется более плавно и ее максимальное значение не превышает 0,4 предельного. Узел подшипников с НМ может работать при вдвое больших внутренних зазорах, чем узел подшипников с ВВ.

Влияние наружного зазора в сопоставляемых узлах подшипников противоположно: увеличение его в узле подшипников с ВВ приводит к появлению неустойчивых режимов работы, в то время как в узле подшипников с НМ по мере роста наружного зазора стабилизируется вращение ротора, (сближение положения оси вала с осью подшипника). Аналогично изменяются зависимости и при меньших частотах вращения. Причину столь резкого влияния зазоров в узле подшипников с ВВ следует искать в изменении демпфирующих свойств подшипника при изменении частоты вращения плавающей втулки.

Влияние величины и направления векторов дисбаланса исследовано в узле подшипников с ВВ и НМ при одинаковых зазорах: внутреннем 0,05 и наружном 0,11 мм, соответствующих оптимальным зазорам для узла подшипников с ВВ. Установлено, что для обоих узлов подшипников наиболее неблагоприятными являются расположение векторов дисбаланса на колесах в одной плоскости и под углом 90° . Причем для узла подшипников с НМ резкое повышение $\bar{A}$ происходит лишь в узком диапазоне "критической" частоты вращения ротора, равной $33\,500\text{ мин}^{-1}$. При максимальной частоте вращения ($70\,000\text{ мин}^{-1}$) увеличение дисбаланса в 10 раз приводит к возрастанию величины $\bar{A}$ лишь на 34 % при противоположном расположении вектора дисбаланса и на 69 % при совпадающем.

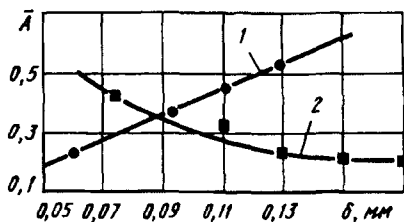


Рис. 52. Изменение траектории конца ротора в узле подшипников с невращающейся втулкой в зависимости от зазоров:

1 — внутреннего; 2 — наружного

Исследования поведения ротора в аварийных ситуациях, приводящих к быстрому снижению давления смазочного материала перед подшипниками, проводились на стенде, в систему смазки которого был установлен клапан, управляемый от электромагнита. При открытии клапана происходило резкое уменьшение давления масла вследствие удаления большей части подаваемого насосом смазочного материала в бак через сменный жиклер. Это наблюдается при различных частотах вращения ротора от первоначального установленного значения давления, равного 0,6 МПа, до значений 0,3; 0,15 и 0,05 МПа, которые достигались путем подбора проходного сечения жиклера на сливном трубопроводе. Время резкого уменьшения давления смазочного материала определялось начальным и конечным значением давления и при данных исследованиях изменялось от 0,2 до 0,6 с.

В результате исследований устойчивости вращения ротора при различных режимах работы ТКР с изменениями узла подшипников обоснован выбор конструктивных элементов, повышающих надежность узла.

Нагрузка на упорный подшипник турбокомпрессора определяется действующими на него силами от пульсирующих давлений газа и воздуха в проточных частях турбины и компрессора. Под действием этих сил ротор совершает колебательное движение вдоль его продольной оси, характер которого зависит от совокупности всех приложенных сил: инерционной, определяемой массой ротора, демпфирующей, являющейся функцией нескольких переменных (вязкость смазочного материала, соотношение зазоров и площадей и др.), и поддерживающей гидродинамической силы в подшипниках. Динамическая нагруженность упорного подшипника оценивалась по результатам тензометрирования специального упорного фланца, который воспринимал осевые перемещения ротора. Для исключения влияния температур в измерительную схему были введены термокомпенсационные датчики, размещенные непосредственно на упорном элементе подшипника, а тарировка осуществлялась при различных значениях температур.

Результаты исследований, проведенных с помощью тензометрирования, свидетельствуют о том, что в пульсирующем потоке газа упорный подшипник нагружается динамической силой с частотой, равной частоте работы цилиндров двигателя. Динамическая нагрузка в 4-5 раз превышает статическую, направленную в сторону компрессора, т.е. при работе ТКР в стационарном потоке газа, например, при работе его на безмоторном стенде при исследовании компрессора или турбины (рис.53). Большие значения нагрузки упорного подшипника при работе на безмоторном стенде могут быть лишь при исследованиях компрессорной ступени в области

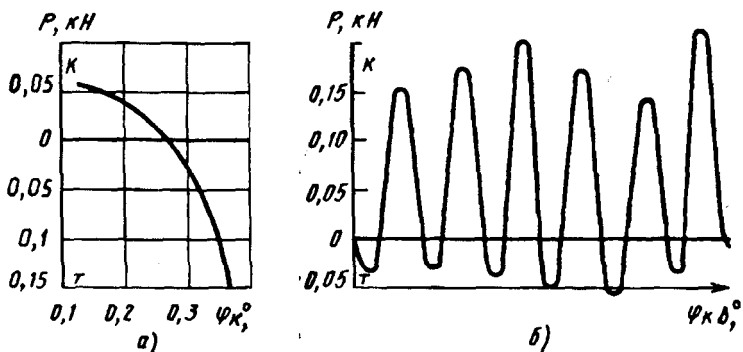


Рис. 53. Изменение нагрузки на упорный подшипник в зависимости от коэффициента расхода φ и по углу поворота коленчатого вала φ_{κ} :

а — на безмоторном стенде; б — на двигателе: К — со стороны компрессора; Т — со стороны турбины

больших коэффициентов расхода воздуха φ_k . В этой области при небольшом изменении φ_k существенно растет нагрузка упорного подшипника и даже возможен его отказ в работе, если несущая способность подшипника будет меньше действующих нагрузок.

Работа узла подшипников при пуске и останове двигателя. Турбокомпрессор является, как правило, наиболее удаленной точкой от насоса смазочной системы. В этой связи одним из наиболее неблагоприятных эксплуатационных режимов работы автомобильного дизеля, влияющих на надежность узла подшипников ТКР, является режим пуска, особенно при отрицательных температурах. В этих условиях значительно задерживается поступление смазочного материала к подшипникам, что обусловлено гидравлическим сопротивлением как на линии всасывания насоса, так и элементов смазочной системы на линии нагнетания по ним смазочного материала повышенной вязкости. Недостаточное количество масла, вызванное задержкой его поступления, приводит к изменению гидродинамических условий работы подшипников ТКР, и при нарушении режима прогрева дизеля после пуска возможен отказ в работе ТКР или создание предпосылок для этого.

В современном дизелестроении нашли распространение две основные схемы подачи смазочного материала к узлу подшипников ТКР: в первой — в подводящем трубопроводе устанавливается дополнительный фильтр; во

второй – снабжение узла подшипников ТКР осуществляется из главной смазочной системы дизеля, оборудованной полнопоточным фильтром очистки. Первая схема используется в дизелях ЯМЗ-238НД, ЯМЗ-238Н, Скания DS-14 и др. Вторая схема применяется на дизелях ЯМЗ-240Н, СМД-60 и большинстве дизелей иностранного изготовления. Обе схемы выполняются с предварительной прокачкой системы смазочным материалом перед пуском дизеля или без нее. В известных конструкциях внутренний диаметр канала и трубопроводов изменяется в пределах 8...12 мм, а конструкции фильтров довольно разнообразны.

Наименьшее время затрачивается на подачу смазочного материала к подшипникам ТКР при схеме с полнопоточным фильтром центробежной очистки. В этом случае стабильное давление смазочного материала более 0,15 МПа обеспечивается уже через 30 с после пуска двигателя. Однако из-за его высокой вязкости в начальный период работы двигателя снижается степень очистки центробежного фильтра, что было доказано специально проведенными опытами. Опыты проводились путем введения кварцевого порошка в систему смазки двигателя перед фильтром центробежной очистки непосредственно перед пуском.

Предварительная прокачка системы смазки позволяет сократить время начала поступления смазочного материала практически до нуля. Однако при достижении частоты вращения ротора ТКР, соответствующей частоте вращения коленчатого вала двигателя, происходит продолжительное снижение давления смазочного материала в узле подшипников. Это объясняется тем, что с началом вращения ротора происходит прогрев смазочного материала в подшипниках, который вызывает уменьшение его вязкости и повышение пропускной способности указанного узла. При этом расход смазочного материала через фильтр не соответствует его расходу через ТКР. Кроме того, установлено, что при предпусковой прокачке в систему смазки подается неочищенный смазочный материал, который в значительной степени снижает долговечность пар трения.

После остановки ТКР различных конструкций во внутренних полостях корпуса подшипников сохраняется некоторое количество смазочного материала, которое создает условия для обеспечения работоспособности узла подшипников в течение времени, достаточного для его прогрева до рабочей температуры, если окружная скорость вала ТКР не превышает 13 м/с. Это было установлено опытами на безмоторном стенде, а также на двигателе ЯМЗ-238НД. Так, работа ТКР без подачи масла на режимах холостого хода двигателя до частоты вращения коленчатого вала, равной 1500 мин^{-1} , не влияет на работоспособность узла подшипников и не при-

водит к износам деталей. При этом частота вращения ротора ТКР на пусковых режимах превышает частоту вращения коленчатого вала дизеля в 10... 12 раз.

Недостаточная подача смазочного материала при высокой частоте вращения ротора приводит к потере его устойчивости. Это усугубляется почти полным отсутствием демпфирования в подшипниках, в результате чего отмечается мгновенное возрастание амплитуды прецессионного движения конца вала ротора и уменьшение частоты его вращения. В этот момент на подшипники ТКР передаются обусловленные значительным уменьшением вязкости смазочного материала из-за возрастания температуры дополнительные нагрузки вследствие большой амплитуды прецессирования ротора. Эти нагрузки приводят к контактированию поверхностей трения. При длительном контактировании поверхностей появляются натир, а в случае наличия в смазочном материале абразивных частиц — риски. Последовательное накопление натиров и рисков приводит к качественным изменениям в работе сопряженных поверхностей узла подшипников и, в конечном счете, к возникновению задиров и последующему отказу подшипников ТКР.

Таким образом, схема подачи смазочного материала существенно влияет на условия работы узла подшипников ТКР при пуске и тем самым на его надежность и на надежность двигателя с турбонаддувом в целом. Наиболее благоприятной с этой точки зрения является схема подачи, в которой отбор смазочного материала к ТКР осуществляется от смазочной системы двигателя, снабженной полнопоточным бумажным фильтром его очистки. Сечения трубопроводов системы должны выбираться максимально возможными с учетом компоновки и стабильного обеспечения смазочным материалом подшипников в пределах первой минуты. Прогрев двигателя до достижения рабочих температурных режимов необходимо осуществлять на режиме холостого хода при частоте вращения, не превышающей 50–60 % максимальной.

Тепловые условия работы узла подшипников определяются в основном частотой вращения ротора, подачей и температурой смазочного материала и зависят от температуры газов перед турбиной. В результате имеются два интенсивных потока тепла в узле подшипников. Один из них распространяется по корпусным деталям, а другой — через колесо турбины по валу ротора. Таким образом, подача смазочного материала к подшипникам должна обеспечивать помимо своего основного назначения — создание гидродинамического слоя также отвод тепла, поступающего с указанными тепловыми потоками.

Исследования, проведенные на безмоторном стенде, позволили оценить

характер изменения температуры смазочного материала и отдельных точек корпуса подшипников в зависимости от частоты вращения ротора, температуры газов и расхода смазочного материала. Схема расположения термомпар в ТКР дана на рис.54. Из приведенных на рис.55 зависимостей следует, что изменение частоты вращения ротора ТКР от 30 000 до 60 000 мин⁻¹ при постоянной температуре газов на входе в турбину, равной 973 К, существенно сказывается на изменении температуры корпуса подшипников в области расположения опор ротора.

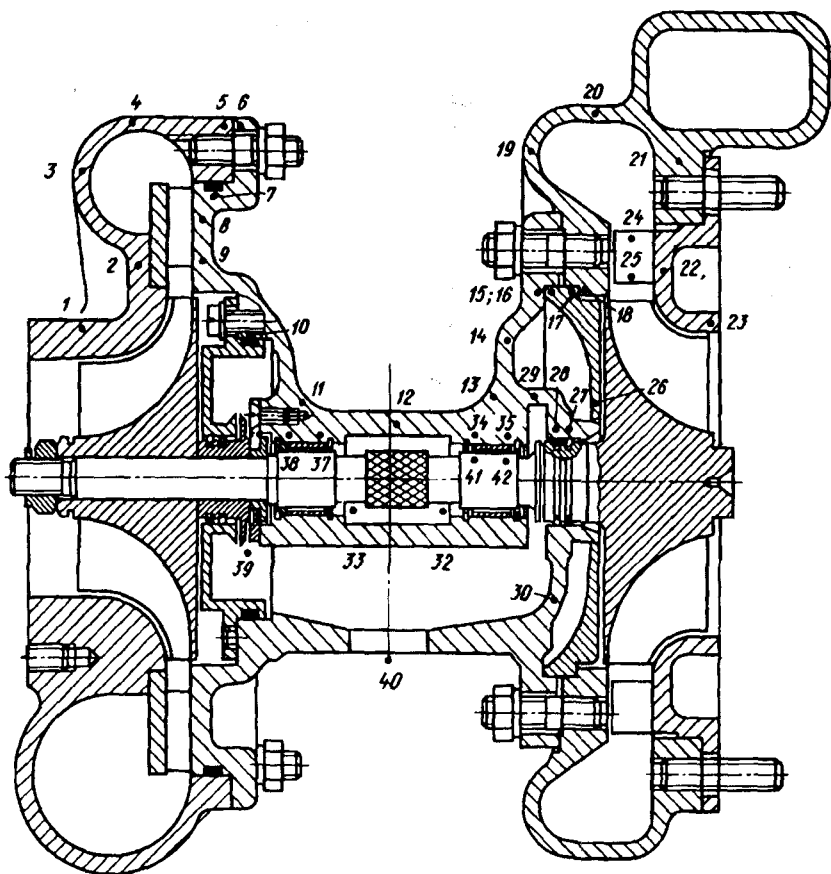


Рис. 54. Схема установки термомпар в деталях ТКР:

1 - 42 - номера термомпар

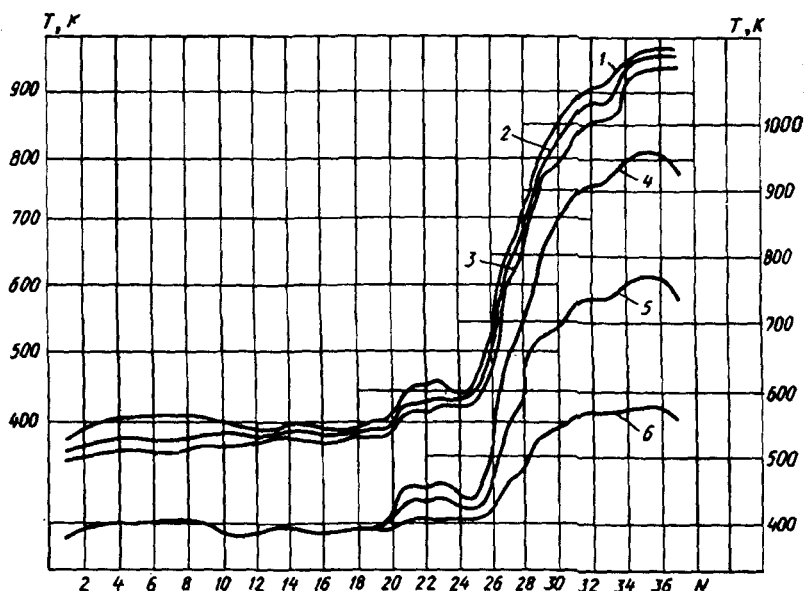


Рис. 55. Распределение температуры корпусных деталей в зависимости от частоты вращения ротора:
 1 — 60 000 мин⁻¹; 2 — 45 000 мин⁻¹; 3 — 30 000 мин⁻¹ (левая шкала температур) и от температуры газов перед турбиной; 4 — 973 К; 5 — 873 К; 6 — 573 К; $t_m = 363$ К; $p_m = 0.45$ МПа

Изменение температуры газов от 573 до 973 К при постоянной частоте вращения ротора, равной 60 000 мин⁻¹, в основном влияет на температуру корпусных деталей турбинной ступени и повышает температуру в области уплотнительных колец на 50 К. Это приводит к повышению температуры смазочного материала на сливе из узла подшипников на 20 К, причем наибольшее значение температуры доходит до 393 К.

Существенное влияние на работоспособность узла подшипников также оказывают резкие остановки дизеля. Исследование влияния таких остановов на тепловое состояние деталей узла подшипников осуществлялось путем записи температур характерных точек этих деталей после выключения подачи топлива. Сразу же после остановки ротора, примерно через 30–40 с после прекращения вращения коленчатого вала, дополнительно подсоединялся клеммовый разъем к термопарам, установленным на валу ротора, соединяющий их с потенциометром ЭПП-09.

Через 3-4 мин после остановки дизеля с режима полной подачи топлива (1300 мин^{-1}) температура вала и корпуса подшипников со стороны турбины достигает 623...635 К, а над уплотнительными кольцами 673 К (рис. 56). У подшипника со стороны компрессора температура повышается в меньшей степени и через 10 мин достигает 473 К. Снижение температур после достижения максимума происходит со скоростью, примерно одинаковой для всех точек и равной 3...4 К в минуту. При таком температурном состоянии узла подшипников происходят закоксовка уплотнительных колец, потеря подвижности и, как следствие, течь смазочного материала через турбину.

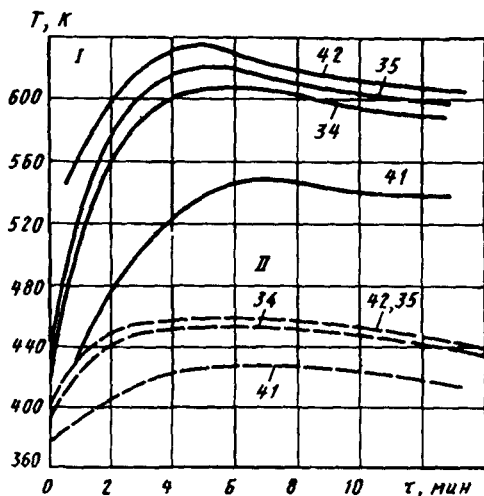
При останове дизеля после 5 мин работы его на холостом ходу уровень температур деталей ТКР меньше почти в 2 раза, так как за это время температура корпуса и колеса турбины, от которых подводится теплота в корпус подшипников и вал ротора, снижается в значительной степени.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что для надежной работы турбокомпрессора дизель с турбонаддувом необходимо останавливать лишь после 3...5 мин работы на холостом ходу. Это условие, так же как и условие прогрева двигателя, при пуске при температуре окружающего воздуха ниже 273 К должно быть учтено в инструкции по эксплуатации.

Механический КПД узла подшипников. Энергия газового потока, затрачиваемая на преодоление потерь на трение в узле подшипников, сказывается на эффективности применения ТКР и показателях двигателя с турбонаддувом. В этой связи применяют различные методы определения потерь на трение в узлах подшипников и их

Рис. 56. Распределение температур в узле подшипников:

I и II — после остановки двигателя с режима соответственно полной подачи топлива и холостого хода (цифры соответствуют номерам термопар на рис. 54)



отдельных элементах. Мощностной метод основан на измерении реактивного момента, равного моменту трения ротора в опорных и упорном подшипниках, а также в уплотнениях вала ротора. Реализация этого метода требует применения специальной установки, в которой осуществлена балансирующая подвеска узла подшипников и решены вопросы уплотнения полостей турбины и компрессора при подвижных подводе и отводе смазочного материала. Калориметрический метод требует установки термопар и выполнения сложных тарировок для исключения влияния тепловых потоков в корпусных деталях на перепады температур в подшипниках, характеризующих потери на трение.

С помощью мощностного и калориметрического методов были определены структурные составляющие потерь в узлах подшипников, причем сопоставление результатов, полученных на созданных для этой цели установках, с другими известными зависимостями показало относительно небольшое ($\pm 15\%$) расхождение (рис.57).

По известной мощности компрессора N_k и мощности потерь на трение $N_{пш}$ может быть найден механический КПД ТКР по формуле, приведенной к следующему упрощенному виду:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{1}{1 + \overline{N}_{\text{пш}}} = \frac{1}{1 + k_k k_{\text{пш}} \psi_{\text{тк}} \varphi_k u_{\text{к2}}^n},$$

где k_k и $k_{\text{пш}}$ — коэффициенты, характеризующие конструктивные особенности компрессора и узла подшипников, а показатель степени n зависит от особенностей рабочего процесса при трении в узле подшипников.

Экспериментами и расчетами установлено, что в основном потери в узле подшипников определяют диаметры, а затем — длина вала ротора и связанные с ними радиальные и осевые размеры уплотнений. Для типораз-

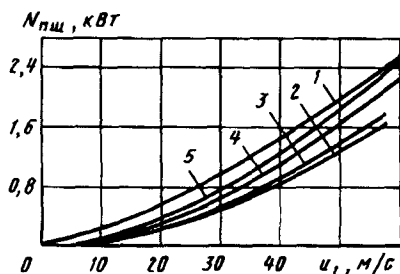


Рис. 57. Изменение механических потерь в узлах подшипников ТКР по данным:

1 — ЦНИДИ; 2 — НАТИ; 3 — НАМИ; 4 — ЯМЗ (узел подшипников с вращающимися втулками); 5 — ЯМЗ (узел подшипников с моноштулкой)

мера ТКР 11 сокращение диаметра с 20 до 14 мм (на 30 %) приводит к уменьшению потерь на трение более чем на 40 % при частоте вращения ротора $60\,000\text{ мин}^{-1}$. С учетом снижения потерь на трение оптимальным относительным диаметром вала для ТКР 11, ТКР 8,5 и ТКР 7 целесообразно принять диаметр, равный 0,13...0,15 диаметра колеса компрессора, причем большие значения относятся к меньшим типоразмерам ТКР по технологическим соображениям.

Исследованиями установлено, что суммарные потери на трение в узле подшипников с невращающейся моноштулкой примерно на 10 % больше, чем в узле подшипников с вращающимися втулками. Это приводит к разнице в механическом КПД ТКР около 1 %. Так как применение невращающейся моноштулки требует более короткой опорной поверхности вала, то возможно уменьшить его диаметр и тем самым повысить механический КПД узла подшипников.

При работе автомобильного двигателя на номинальном режиме механический КПД составляет 94...96 %, а при уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя снижается примерно до 90 %, что отрицательно влияет на давление наддува при работе двигателя на режиме максимально крутящего момента. При установке одного типоразмера ТКР на двигатели с различными рабочим объемом и уровнем форсирования общий КПД ТКР будет меньше на двигателе с меньшим расходом воздуха, что обусловлено более низким механическим КПД.

При определении механического КПД оценены потери в упорном подшипнике, которые составляют примерно 1/3 от суммарных потерь в узле подшипников. Потери в упорном подшипнике определяются действующими на подшипниках нагрузками и его размерами. При сохранении одного и того же внутреннего диаметра одинаковым увеличение наружного диаметра в 1,25 раза приводит к повышению потерь более чем на 70 % при одной и той же окружной скорости вала.

Износостойкость узла подшипников. Как показывает опыт эксплуатации, процессы изнашивания в узле подшипников ТКР происходят поиниому, чем в обычных подшипниках скольжения двигателя. Причина этого заключается в некоторых особенностях режима работы и конструкции узла подшипников:

высокие относительные скорости скольжения, достигающие 60...70 м/с;

наличие двух зазоров в подшипнике с неизвестной количественной характеристикой распределения потоков смазочного материала и абразивных частиц между ними;

перемещение плавающего элемента подшипника, влияющее на условия внедрения и закрепления абразива на поверхности;

наличие поля центробежных сил в масляной полости корпуса подшипников.

В эксплуатации основным видом изнашивания деталей узла подшипников является абразивный. Размеры частиц, поступающих в узел подшипников, зависят от качества фильтрации смазочного материала и находятся в диапазоне 10...400 мкм. Основной фракцией являются частицы размером 10...150 мкм. По качественному составу абразив может быть различным: металлическая стружка, кварцевые частицы и т.п.

Для эффективной борьбы с абразивным изнашиванием необходима оценка влияния размеров частиц на изнашивание, чтобы обосновать требования к очистке смазочного материала.

Для выявления закономерностей изнашивания подшипников было проведено наблюдение ста ТКР двигателей ЯМЗ-240Н, работавших на автомобилях-самосвалах БелАЗ-548А. ТКР имели узел подшипников с ВВ. Микрометрирование узла подшипников проводили с точностью 0,002 мкм в начале, в процессе и в конце испытаний с одновременным измерением осевого и радиального люфтов ротора. Как показала практика, по величине люфта ротора можно определить состояние подшипников без разборки ТКР. Результаты измерения сопряженных деталей свидетельствуют о следующем:

в радиальных подшипниках больше изнашиваются поверхности, образующие наружный зазор, что связано с наличием в полости между подшипниками эффекта центрифугирования смазочного материала;

скорости изменения наружного и внутреннего зазоров в радиальных подшипниках различны и их соотношение равно примерно 2:1;

детали турбинного и компрессорного радиальных подшипников изнашиваются примерно одинаково;

скорость изменения осевого зазора в 3...5 раз больше скорости изменения зазоров в радиальных подшипниках. Изнашивание упорного фланца происходит, в основном, со стороны турбины, что согласуется с характером нагруженности подшипника;

как в радиальном, так и в упорном подшипниках детали, изготовленные из бронзы, изнашиваются в большей степени, чем сопряженные с ними стальные и чугунные. Это вызвано тем, что при высоких относительных скоростях (25...30 м/с) и быстроменяющихся зазорах (частота колебаний втулки доходит до 300 Гц) происходит срезание абразивными частицами материалов обеих деталей, причем в большей степени мягкого материала. Из-за "плавающего" состояния втулки от-

существуют условия для внедрения твердых абразивных частиц в мягкий материал и последующего воздействия закрепленных частиц на поверхности вала и корпуса (процесс шаржирования). Об этом свидетельствуют и формы поверхностей втулок после работы в эксплуатационных условиях. Чаще всего у изношенной втулки встречается бочкообразная форма поверхности, реже – конусная. У расточки корпуса подшипников форма в большинстве случаев конусная с большим основанием со стороны входа смазочного материала.

Для моделирования абразивного изнашивания высокоскоростных подшипников на ЯМЗ был создан безмоторный стенд и разработана методика, позволяющая за короткий срок получать характер отказов, аналогичный эксплуатационному.

Управление работой стенда осуществлялось автоматически от реле времени. Испытания проводили циклами, которые состояли из "верхнего" и "нижнего" режимов с соотношением времени соответственно 6 и 3 мин. Переход с "нижнего" режима ($30\ 000...32\ 000\ \text{мин}^{-1}$) на "верхний" ($60\ 000...62\ 000\ \text{мин}^{-1}$) осуществлялся за 2...3 с. Температура газа на "верхнем" режиме регулировалась в пределах 700...730 К. Давление и температура смазочного материала поддерживались автоматически в заданных пределах (0,3...0,35 МПа и 85...90 К соответственно). Расход смазочного материала через подшипники ТКР составлял 3 кг/мин. Вибратор создавал инерционную нагрузку 1,2g.

Абразивный порошок вводили в смазочную систему через засыпное устройство, которое на это время с помощью двух кранов отключалось от основной магистрали. Испытаниям на изнашивание всегда предшествовал контрольный режим без засыпки порошка в течение 5 ч с последующим осмотром деталей. В случае неудовлетворительного состояния подшипников (наличие засветлений, рисок) испытания прекращались и проводилась дополнительная очистка смазочной системы.

Количественными параметрами, которые имитировались на стенде, являлись скорость изменения осевого и суммарного радиального зазоров, их отношение и характер изнашивания деталей. Оценка изнашивания подшипников проводилась по результатам измерения осевого и радиального люфтов ротора. Зазоры ротора измеряли индикатором с точностью 0,01 мм, установленным на открытый конец вала со стороны компрессора.

Испытания проводили с порошками следующего фракционного состава: 0,07...0,1; 0,1...0,18; 0,18...0,32 и 0,32...0,4 мм. Масса засыпаемой один раз в 1 ч порции порошка составляла 0,1; 0,25 и 0,5 г. Измерение осевого и радиального зазоров ротора, по которым оценивалось состоя-

ние подшипников, осуществляли через каждые 2 ч работы по режиму, указанному выше, а при необходимости и чаще.

Для получения объективных результатов число испытываемых ТКР выбиралось с учетом рассеяния экспериментальных данных, оцениваемого коэффициентом вариации, требуемой степенью достоверности и точности результатов испытаний, а также и закона их распределения.

На рис. 58 показано влияние размера зерен X на величину удельного относительного изнашивания осевого $\bar{J}_o$ подшипника радиального подшипника $\bar{J}_p$ и их соотношения.

Максимальное удельное изнашивание упорного подшипника более чем в 2,5 раза превосходит максимальное удельное изнашивание радиальных подшипников. Это объясняется тем, что в изнашивании упорного подшипника участвует большее количество раздробившихся частиц. Отношение

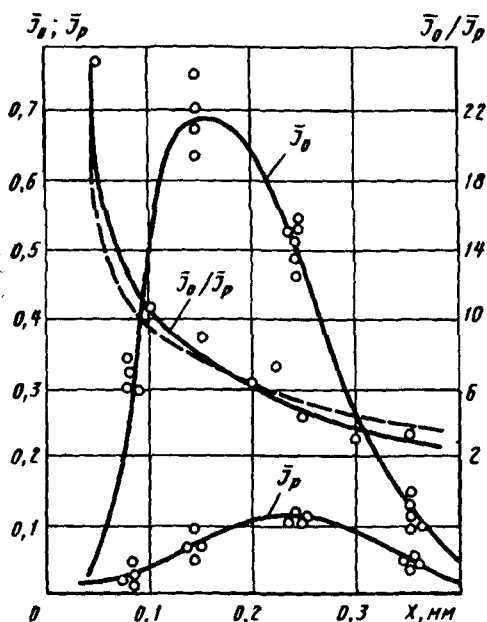


Рис. 58. Изменение удельных относительных износов осевого $\bar{J}_o$ и радиального $\bar{J}_p$ подшипников и их соотношения в зависимости от величины зерен X абразива:

--- — расчетная кривая; — — экспериментальная

$\bar{J}_0/\bar{J}_p$ при уменьшении X стремится к ∞ из-за того, что радиальные подшипники пропускают мелкие частицы практически без их изнашивания $\bar{J}_p \rightarrow 0$, что и подтвердилось методическими опытами с порошками, основную фракцию которых составляли частицы величиной 14 и 28 мкм соответственно. Естественно, поэтому уменьшение $\bar{J}_0/\bar{J}_p$ при увеличении X в испытанном диапазоне, так как крупные частицы не могут проникать в зазоры подшипников.

Известно, что изнашивание поверхностей определяется не только количеством и качеством абразивных частиц и поверхностей деталей, но зависит также от режима работы пары трения. Режим работы узла подшипников ТКР связан главным образом с частотой вращения ротора. При изменении частоты вращения меняются нагрузки на подшипники, характер прецессирования ротора, зазоры в подшипниках, гироскопический момент и т.д.

Для установления зависимостей изнашивания деталей от скоростного режима были исследованы ТКР с вращающимися втулками при постоянных частотах вращения ротора, равных 15 000, 30 000, 40 000, 50 000 и 60 000 мин⁻¹. Для повышения достоверности результатов опыты проводились на двух ТКР (рис.59). Установлено, что с возрастанием частоты вращения ротора после 30 000 мин⁻¹ изнашивание уменьшается и довольно значительно. Это противоречит имеющимся представлениям о возрастании изнашивания при увеличении скорости скольжения и нагрузки вследствие уменьшения расстояния между контактируемыми поверхностями.

В конечном итоге изнашивание определяется величиной зазоров в подшипниках, которые в свою очередь в основном зависят от скорости вращения ротора, давления смазочного материала и мало зависят от нагрузки на подшипник, определяемой величиной остаточного дисбаланса ротора и суммарной амплитудой перемещения ротора в подшипнике. Возрастание изнашивания при частоте вращения ротора около 30 000 мин⁻¹ объясняется увеличением общей амплитуды перемещения ротора и уменьшением минимального зазора в подшипнике из-за наличия первой формы изгибных колебаний ротора именно при этой частоте вращения.

Уменьшение изнашивания с возрастанием частоты вращения связано со стабилизацией зазоров, несмотря на возрастание центробежных нагрузок.

Исследования износостойкости узла подшипников с НМ в зависимости от фракционного состава абразивных частиц (рис.60) показали значительное увеличение продолжительности работы узла по сравнению с узлом

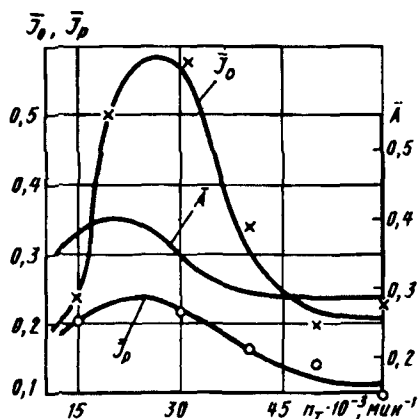


Рис. 59. Изменение удельных относительных износов осевого $\bar{J}_o$ и радиального $\bar{J}_p$ подшипников; суммарной амплитуды перемещения конца ротора $\bar{A}$ в зависимости от частоты вращения ротора n_T :

$X = 0.18 \dots 0.32 \text{ мм}$

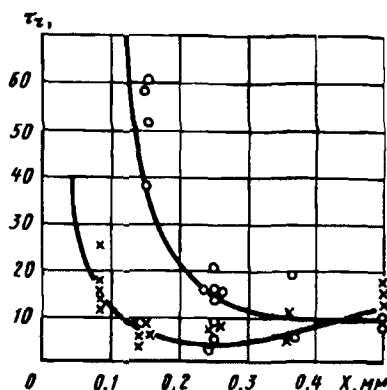


Рис. 60. Влияние величины зерен абразива на износостойкость узла подшипников с втулками:

x — вращающимися; o — моноштулкой

подшипников с ВВ. Меньшая чувствительность узла подшипников с НМ к частицам размером около 0,1 мм объясняется тем, что в ТКР с НМ можно использовать эффект от удаления части масла перед упорным подшипником через тангенциально расположенный паз. При этом основная масса раздробленных в радиальном подшипнике частиц, приводящих к ускоренному изнашиванию деталей упорного подшипника, отводилась в сливную полость.

Повышение износостойкости узла подшипников с НМ при использовании порошков с основной фракцией размером 0,18...0,3 мм происходит из-за того, что в этой конструкции отсутствует интенсивное изнашивание поверхностей, образующих наружный зазор ввиду того, что моноштулка не вращается. При введении порошка с размерами частиц 0,18...0,32 мм узел подшипников с ВВ работает до отказа в среднем около 8 ч, а с НМ — около 40 ч при введении порошка с частицами 0,2...0,32 соответственно 5 и 15 ч. При крупном размере частиц порошка, очевидно, имеется интенсивное дробление частиц уже поступивших в зазор и износостой-

стойкость не повышается из-за большого количества частиц, участвующих в изнашивании.

Центробежное поле, существующее внутри полости корпуса подшипников, эффективно сепарирует находящиеся в смазочном материале частицы загрязнения. Глубина проникновения частиц внутрь масляной полости незначительна, а расстояние, которое проходят частицы в осевом направлении, отбрасываясь к периферийной стенке, не превышает 2 мм. Этим и объясняется высокая эффективность удаления частиц через отверстие, расположенное в центре полости корпуса подшипников.

Выбор указанного размера перепускного отверстия осуществлен с учетом допустимого снижения давления смазочного материала в корпусе подшипников ТКР.

Продолжительность работы ТКР, имеющего перепускное отверстие, в несколько раз увеличилась при введении обеих фракций порошка. Так, при введении абразивного материала, содержащего фракцию размером 0,07–0,1 мм, относительный радиальный зазор, равный 1,2, достигается в 5 раз медленнее, а при введении частиц размером 0,32–0,4 мм – в 10 раз медленнее, чем в ТКР без перепуска смазочного материала. Это подтвердилось и при испытании партии ТКР на семи двигателях ЯМЗ-420Н, работавших на карьерных самосвалах. При наличии перепускного отверстия износостойкость подшипников ТКР увеличилась более чем в 4 раза. Разница в результатах износостойкости, полученных при стендовых и эксплуатационных испытаниях, объясняется тем, что при стендовых испытаниях использовался моодисперсный абразивный порошок определенного состава, тогда как в эксплуатации в пары трения поступает полидисперсный абразив.

По результатам ускоренных стендовых и эксплуатационных испытаний приняты турбокомпрессоры ТКР II и ТКР 9, в которых используется узел подшипников с невращающейся моновулкой и эффектом очистки масла центробежным способом внутри корпуса подшипников.

На основании результатов осуществленных комплексных исследований обоснованы основные размеры узла подшипников унифицированного типоразмерного ряда автомобильных турбокомпрессоров. Конструктивные размеры и их соотношения выбраны из условия достижения минимальных потерь на трение, требуемой устойчивости частоты вращения ротора в широком диапазоне частот и условий смазывания, а также высоких износостойкости и надежности узла подшипника.

Конструкция узлов подшипников. Надежность ТКР в первую очередь определяет надежность узла подшипников, который должен обеспечивать

работоспособность ТКР при частотах вращения ротора до 120 000... 130 000 мин⁻¹ и более в течение всего ресурса работы двигателя. При этом окружная скорость вала ротора достигает 60...70 м/с. Если учесть, что в ТКР применяются "гибкие" роторы, у которых две первые "критические" частоты вращения находятся в рабочем диапазоне частот вращения, а нагрузка на подшипники определяется в основном центробежными силами от неуравновешенных масс, то в этих условиях устойчивую частоту вращения ротора могут обеспечить только подшипники скольжения плавающего типа (рис. 61, а, б, в). В табл. 5 приведены основные размеры узлов подшипников отечественных и зарубежных ТКР, из которой видно, что нашли применение подшипники как ВВ, так и НМ. Размеры узлов изменяются в довольно узком диапазоне. Так, диаметр вала выполняется в пределах 0,15...0,17 диаметра колеса компрессора и имеется тенденция к его уменьшению, так как в этом случае повышается эффективность ТКР за счет повышения механического КПД. Очевидно, что предел умень-

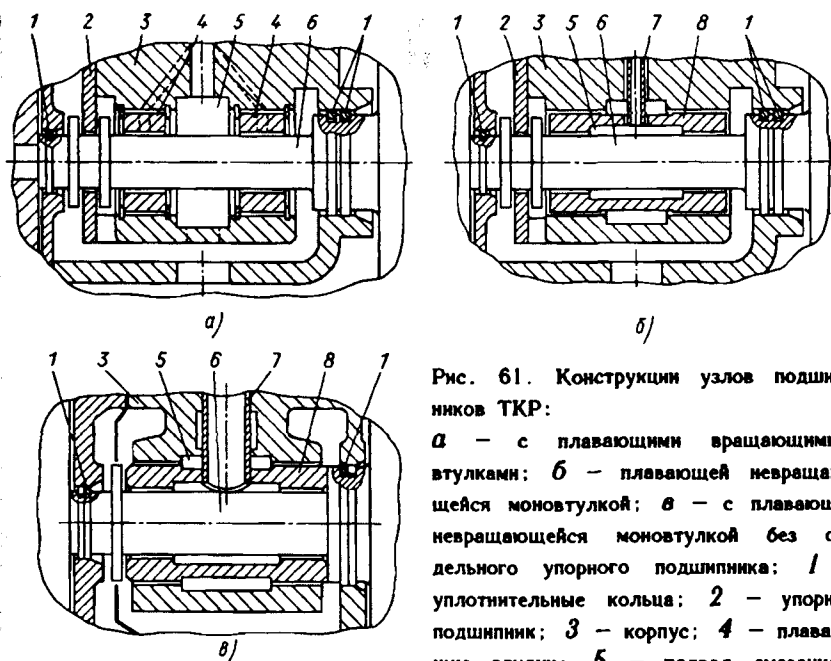


Рис. 61. Конструкции узлов подшипников ТКР:

а — с плавающими вращающимися втулками; б — плавающей невращающейся моновтулкой; в — с плавающей невращающейся моновтулкой без отдельного упорного подшипника; 1 — уплотнительные кольца; 2 — упорный подшипник; 3 — корпус; 4 — плавающие втулки; 5 — подвод смазочного материала; 6 — вал ротора; 7 — стопорная втулка; 8 — плавающая моно-

втулка

Таблица 5

Наименование	ТКР-11	ТКР-11	ТКР-7	ТО 4В23	4Н	К 27	К 36	Н2А
Изготовитель	ЯМЗ	ЯМЗ	КамАЗ	Эйр-серч (США)	Хол-сет (Велико-британия)	ККК (ФРГ)	ККК (ФРГ)	Хол-сет (Велико-британия)
Тип подшипника	ВВ	НМ	НМ	ВВ	ВВ	ВВ	ВВ	ВВ
$D_{к2}$, мм	110	110	75	127	101,2	76	94	97,6
d_B , мм	17	17	14	15,7	17,4	10	12	14
δ_1 , мм	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,05	—
δ_2 , мм	0,14	0,11	0,1	0,1	0,1	0,09	0,1	—
$d/d_{к2}$	0,155	0,155	0,187	0,124	0,172	0,132	0,157	0,143

шения диаметра вала будет определяться в основном технологическими возможностями, а не соображениями конструктивного характера, так как воспринимаемые валом механические нагрузки малы по сравнению с его прочностью на изгиб и кручение.

Соотношение зазоров вал-втулка, втулка-корпус для большинства ТКР характеризуется отношением 1:2 (табл. 5). Наружный зазор (между втулкой и корпусом) примерно в 2 раза больше, чем внутренний (между валом и втулкой).

Узел подшипников включает в себя и упорный подшипник, ограничивающий осевое перемещение ротора. Он выполняется в виде отдельной плоской шайбы (рис.61). Известны конструкции, где осевое перемещение ротора ограничивается торцами моновтулки (рис.61). Такая конструкция более проста и имеет меньшее число деталей. В этом случае стопорная втулка, через которую подводится масло, воспринимает и осевое усилие от перемещения ротора.

Упорный подшипник и втулку изготавливают из свинцово-оловянистой бронзы БрОС-10-10, содержащей до 10 % олова. Применение бронзы с меньшим содержанием олова не обеспечивает работоспособность узла. В некоторых конструкциях для изготовления подшипников используют алюми-

ниевый сплав. В этом случае для узла подшипников с НМ указанное выше соотношение зазоров приближается к 1:3.

Во всех известных конструкциях двигателей с наддувом смазывание узла подшипников ТКР осуществляется от смазочной системы двигателя. Подвод смазочного материала к подшипникам внутри ТКР осуществляется двумя способами. При первом способе с торцовым подводом смазочного материала он подается в масляную полость корпуса подшипников 3, расположенную между подшипниками, и далее к торцам подшипников (рис. 61). Затем смазочный материал проходит по зазорам вдоль подшипников и смазывает с одной стороны упорный подшипник, а с другой сливается. При втором способе смазочный материал подается по отверстиям к серединам опорных поверхностей радиальных подшипников и может сливаться по обе стороны от подшипника.

По условиям устойчивого вращения ротора эти схемы равноценны, так как обеспечивают одинаковую эпюру давления несущего гидродинамического слоя. Преимущество второго способа в том, что количество смазочного материала, сливаемого из подшипников перед уплотнениями, сокращается практически вдвое, тем самым уменьшаются его утечки через уплотнения, особенно в полость компрессора. Однако уменьшение количества смазочного материала, участвующего в отводе тепла от нагретых деталей (вал ротора, корпус подшипников), может привести, особенно при форсированных режимах, к повышенному нагароотложению на их поверхностях. В большинстве случаев в ТКР применяют контактные уплотнения (уплотнение типа "поршневое кольцо"). Для уменьшения протечки смазочного материала через кольца дополнительно устанавливаются маслоотражатель и тонкостенный штампованный экран, разделяющий полость между кольцами и упорным подшипником (см. рис. 61). Применяются также перепускные отверстия и пазы в корпусе или непосредственно в упорном фланце со стороны слива смазочного материала для уменьшения его количества в полости перед уплотнительными кольцами. Применяют уплотнения с одним кольцом в одной канавке, два кольца в двух канавках и два кольца в одной канавке. Замок колец выполняется прямым, реже — ступенчатым.

Для уменьшения износа колец и торцов канавок необходимо сократить до минимума осевые перемещения и прецессию ротора, которая зависит как от эффективности демпфирования колебаний в узле подшипников, так и от величины остаточного дисбаланса ротора. Конструкция и технология изготовления должны обеспечивать гарантированный зазор между торцами кольца и канавки. Установлено также, что торцы колец целесообразно покрывать твердым хромом, а торцы канавок подвергать термообработке.

Одним из перспективных направлений совершенствования узлов подшип-

ников является применение сжатого воздуха в качестве смазочного материала для подшипников, так как при таких конструкциях (рис.62) достигаются значения механического КПД ТКР 0,98...0,99 во всем диапазоне совместных режимов работы ТКР и двигателя. Причем количество воздуха, отбираемого на выходе из компрессора, составляет около 1 % от расхода воздуха двигателем.

Благодаря возможности отвода воздуха в проточную часть ТКР в качестве упорных гребней могут быть использованы торцовые поверхности колес турбины 1 и компрессора 3, а торцовые поверхности втулки как подпятники. Такая конструктивная схема обеспечивает необходимую точность взаимного расположения сопрягаемых поверхностей втулки подшипника,

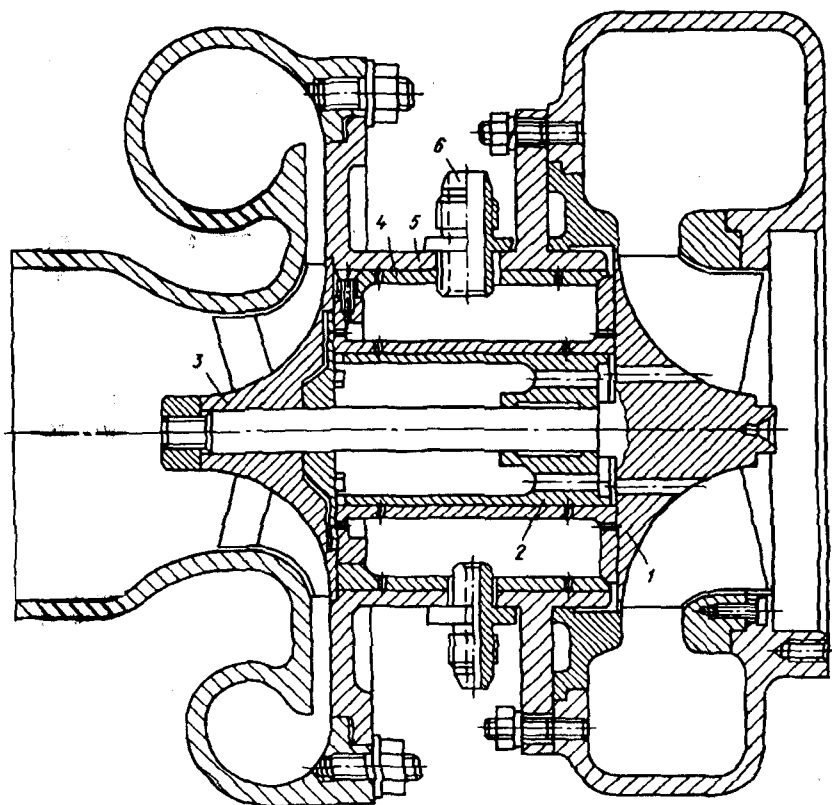


Рис. 62. Узел газостатических подшипников:

1 — колесо турбины; 2 — вал ротора; 3 — колесо компрессора; 4 — моно-втулка; 5 — корпус подшипников; 6 — штуцер

колес и вала. Отвод воздуха из внутренних зазоров между моноштулкой 4 и ротором осуществляется в полый ротор, а затем через сверления в колесе турбины – в ее проточную часть. Моноштулка фиксируется в корпусе подшипников 5 с помощью штуцера 6, через который подается сжатый воздух для смазывания. Воздух подводится в зазоры через два ряда радиальных и один ряд торцовых отверстий, выходящих в кольцевые канавки глубиной 0,3 мм и шириной 1 мм. Число отверстий в одном ряду от 6 до 8, их диаметр от 0,4 до 0,6 мм.

Представленная на рис.62 конструкция обеспечивает эффективное демпфирование колебаний ротора, обусловленных остаточным дисбалансом, даже при низких давлениях воздуха (110 кПа) и высокой частоте вращения (78 000 мин⁻¹). Благодаря оптимизации конструкции порог неустойчивых режимов типа полускоростного вихря располагается выше области рабочих режимов ТКР.

РЕГУЛИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Разработка регулируемых турбокомпрессоров и регулирующих устройств относится к числу важных направлений развития систем турбонаддува.

Анализ патентной литературы, относящейся к системам регулирования наддува [21], показал, что наибольшее развитие получили системы регулирования путем перепуска газа мимо турбины. Второе место по числу изобретений занимали системы регулирования с дополнительной камерой сгорания, третье – системы регулирования выпуском сжатого воздуха. Практически же на большинстве автомобильных двигателях в настоящее время применяются системы регулирования первого типа как наиболее простые, надежные и недорогостоящие. Регулирование расхода газа через турбину в таких системах осуществляется клапанами тарельчатого типа с диафрагменным исполнительным механизмом, установленным непосредственно на корпусе турбины или поворотной заслонкой, приводимой через систему рычагов от исполнительного механизма, закрепленного на корпусе компрессора. Один из вариантов встроенного регулирующего клапана тарельчатого типа, используемого фирмой ККК (ФРГ), показан на рис.63.

Регулирующее устройство второго типа обладает более высокой надежностью, так как исполнительный механизм может быть хорошо теплоизолирован от подогрева со стороны турбины. Однако у него имеется и недостаток: несколько большие габаритные размеры.

Применение последней системы регулирования создает также неудобства в случае необходимости изменения взаимного положения корпусов тур-

бины и компрессора из-за наличия между ними жесткой связи в виде системы рычагов.

Газ, перепускаемый мимо турбины, имеет значительную энергию, которую целесообразно использовать для эжектирования основного потока, выходящего из колеса. На рис. 64 показана одна из возможных конструкций перепускного канала, обеспечивающего эффективное эжектирование и дополнительное увеличение пропускной способности турбины на высоких скоростных режимах работы двигателя, предложенная фирмой ККК (ФРГ).

Система регулирования с дополнительной камерой сгорания в выпускном коллекторе перед турбиной (по патенту фирмы "Гипербар дизель") позволяет получить высокое среднее эффективное давление ($p_e = 1,5 \dots 1,9$ МПа), хорошее протекание характеристики крутящего момента, высокую приемистость двигателя, а также удовлетворительный пуск при низких температурах за счет быстрой раскрутки турбокомпрессора от камеры сгорания в системе выпуска. Существенными ее недостатками являются увеличение стоимости, усложнение системы регулирования топли-

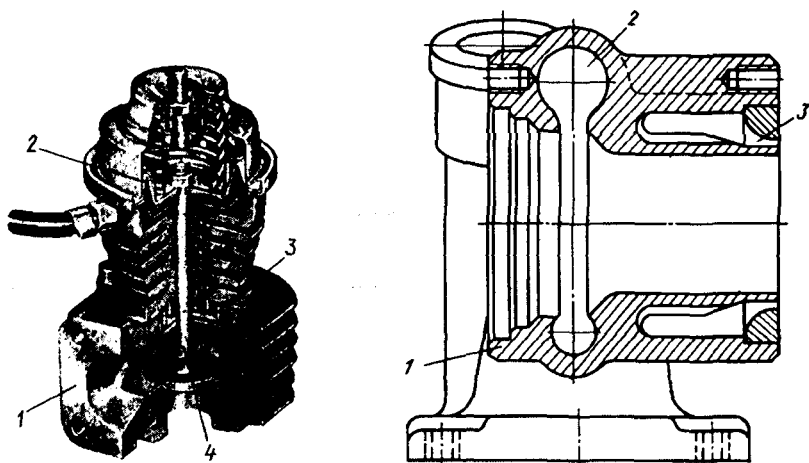


Рис. 63. Встроенный регулирующий клапан тарельчатого типа фирмы ККК: 1 — корпус клапана; 2 — диафрагма; 3 — экран; 4 — тарельчатый клапан

Рис. 64. Корпус турбины с перепускным каналом, обеспечивающим эжектирующий эффект:

1 — корпус турбины; 2 — основной канал БВА; 3 — эжектирующий канал

ва, подаваемого в камеру сгорания, и ухудшение топливной экономичности на части рабочих режимов.

Установка сложных систем регулирования, какими являются системы с дополнительной камерой сгорания в системе выпуска, экономически оправдана, по-видимому, только для тепловозных и судовых дизелей.

В последнее время значительное развитие получили работы по турбинам с так называемой "изменяемой геометрией". Их целью является создание устройств, обеспечивающих изменение эффективного проходного сечения турбины при сохранении КПД или его незначительном изменении. Основные конструктивные решения, используемые для изменения пропускной способности турбины, включают регулирование: путем поворота сопловых лопаток, с помощью перемещения в осевом направлении цилиндрической перегородки с прорезями для лопаток, изменяющей сечение соплового аппарата, путем использования перекрываемого дополнительного канала, за счет изменения геометрии канала безлопаточного входного аппарата в районе расположения "языка" с помощью подвижной стенки, перемещающейся в радиальном или в осевом направлениях.

Результаты исследования большого числа вариантов турбин с изменяемой геометрией отражены в табл. 6. Исследование проводилось на гидравлическом тормозном стенде на модельных режимах и при работе турбины на холодном воздухе. Безлопаточные входные аппараты (БВА) изготовлялись из дерева, что позволяло в случае необходимости легко осуществлять их доработку. Исследованные варианты показаны на рис.65.

Показатели	Вариант			
	1	2	3	4
Изменение расхода при регулировании, %:				
промежуточном	14,0	8,0	9,0	22,6
полном	33,0	—	40,0	—
Изменение КПД при регулировании, %:				
промежуточном	16,0	3,5	2,0	2,8
полном	48,0	—	43,0	—
Коэффициент k_1 при промежуточном регулировании	0,88	2,3	4,5	8,2
Коэффициент k_2 при полном регулировании	0,69	—	0,93	8,2

Степень совершенства того или иного варианта регулирования оценивалась с помощью коэффициента $k = \Delta \bar{G} / \Delta \eta_T$, где $\Delta \bar{G} = \Delta G / G_T$;

$$\Delta \eta_T = \Delta \eta_T / \eta_T.$$

Из табл. 6 следует, что из числа исследованных к наиболее эффективным способам регулирования пропускной способности турбины в диапазоне до 25 % можно отнести варианты 5 и 6. Коэффициенты совершенства регулирования k для этих вариантов равны соответственно 31 и 34. Более широкие возможности изменения пропускной способности турбины (до 50...60 % расчетного) обеспечивает применение вариантов 9 и 10. Однако коэффициент k для этих вариантов не превышает 2,5...3,3.

Дальнейшее развитие этих исследований привело к созданию конструкций БВА турбин с дополнительным каналом, соединенным с основным в районе "языка".

Для перекрытия канала использовался пневматический клапан шибберного типа. Испытания регулируемой турбины в составе турбокомпрессора типоразмера ТКР 7 на безмоторном стенде и на двигателе мощностью 190 кВт показали возможность увеличения приведенного расхода газа через турбину при полностью открытом клапане до 25 %. Характеристики указанной турбины, полученные в составе ТКР, приведены на рис. 66, а, б.

Интенсивные исследования в области регулируемых турбин ведутся за рубежом. Так, фирмы Мицубиси (Япония), Гарет, Аэролайн Даллас (США)

Таблица 6

БВА

5	6	7	8	9	10	11
22,6	25,2	4,7	4,7	33	36	23,0
57,0	54,0	—	—	60,0	52,0	—
0,70	0,70	5,6	7,4	10,0	15,0	7,3
49,0	67,0	—	—	25,0	28,0	—
31,0	34,0	0,75	0,63	3,3	2,5	5,0
1,1	0,6	—		2,4	1,8	—

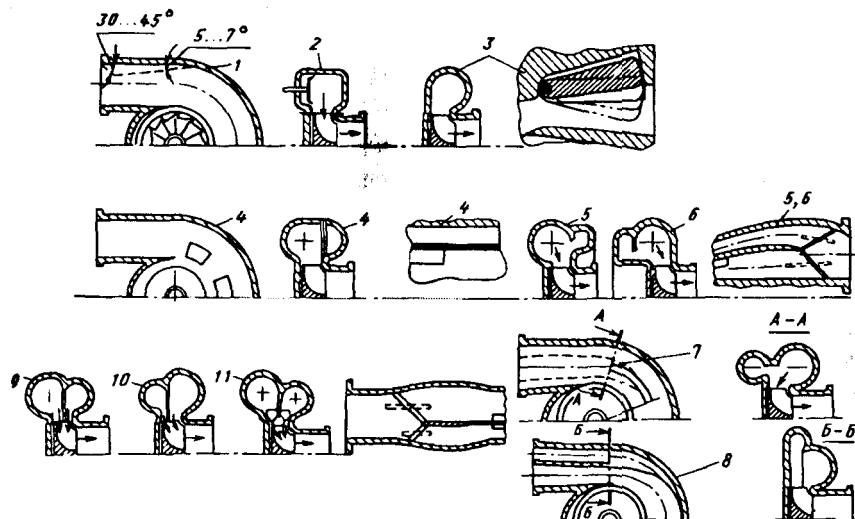


Рис. 65. Схемы исследованных БВА

разработали регулируемые турбины с поворотными сопловыми лопатками, фирма ККК (ФРГ) – с дополнительным регулируемым каналом БВА, Ниссан (Япония) – с поворотной заслонкой в зоне расположения "языка".

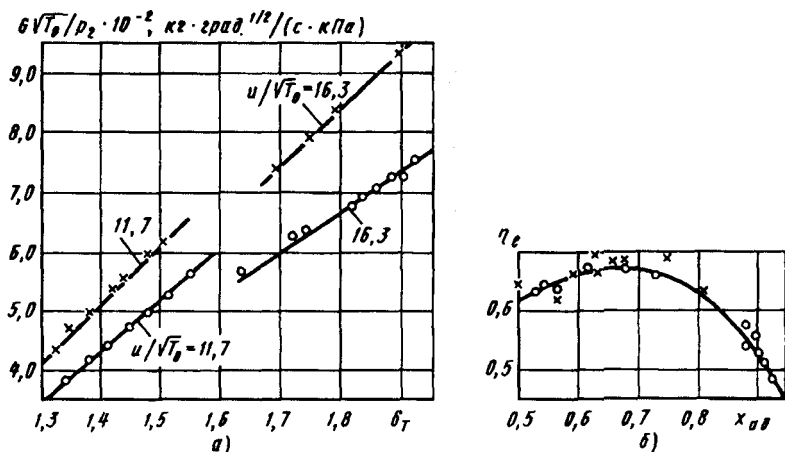


Рис. 66. Характеристики регулируемой турбины турбокомпрессора ТКР 7:

O – дополнительный канал закрыт; X – дополнительный канал открыт

Для привода поворотных сопловых лопаток, которые могут устанавливаться в трех различных положениях, фирма Мицубиси использует дополнительный механизм плунжерного типа. В него сжатый воздух подается под давлением через два клапана с соленоидным управлением. Регулирование управления клапанов осуществляется специальной системой в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. По данным фирмы затраты на регулируемый турбокомпрессор примерно на 50 % превышают обычные затраты на изготовление агрегата наддува.

Испытания турбокомпрессора Мицубиси в горных районах и на магистралях с переменным рельефом показали его высокую эффективность. Сокращение времени на преодоление подъема протяженностью 12 км и максимальной величиной 8 % благодаря увеличению крутящего момента на 25 % составило примерно 10 %.

Конструкция регулируемого БВА фирмы Ниссан позволяет изменять начальное сечение БВА примерно в 3,5 раза путем поворота заслонки, расположенной около "языка". Турбина снабжена также традиционным перепускным клапаном. Привод заслонки и клапана пневматического типа с электронным управлением. Регулирование осуществляется по специальной программе в зависимости от расхода воздуха через двигатель.

Применение турбокомпрессора с регулируемой турбиной фирмы Ниссан на бензиновом двигателе рабочим объемом 2 л обеспечило понижение частоты вращения коленчатого вала на режиме с максимальным давлением наддува от 2100 до 1600 мин⁻¹ и улучшило динамику разгона автомобиля.

Исследования турбокомпрессора, снабженного турбиной с поворотными сопловыми лопатками, показали возможность уменьшения расхода через турбину на 40 % при сохранении КПД турбины в диапазоне 65...70 %.

Фирмой Гарет (США) опубликованы результаты сравнительных стендовых испытаний двигателя с обычным и регулируемым турбокомпрессором ($N_{en} = 150$ кВт при $n = 2600$ мин⁻¹, $iV_h = 6$ л) при нагружении его инерционной массой, эквивалентной автомобилю полной массой 16 т на второй передаче. Они показали, что динамика разгона улучшается (0,7...0,8 с) благодаря повышению крутящего момента при $n = 1000$ мин⁻¹ на 13 %. Снижение расхода топлива в диапазоне p_e от 0,8 до 1,1 МПа и при изменении n от 1000 до 1400 мин⁻¹ достигает 1...5 %. Значительно снижается также период повышенного дымления на переходном режиме (примерно в 3 раза) и несколько падает уровень максимальной дымности отработавших газов.

Отечественный и зарубежный опыт работ по регулируемым турбинам

свидетельствует, что основной трудностью при их создании является обеспечение надежности механизма привода регулирующего устройства при достаточно простой и недорогостоящей конструкции. С учетом всех предъявляемых к регулируемым турбинам требований наибольшие перспективы, по-видимому, имеют регулирующие устройства, включающие дополнительный перекрываемый канал, и турбины с поворотными сопловыми лопатками.

У турбокомпрессоров, используемых для наддува двигателей легковых автомобилей массового производства, в дальнейшем наиболее обоснованным представляется применение наиболее простых и недорогостоящих систем регулирования на основе отработанных и широко используемых в настоящее время перепускных клапанов с пневматическим приводом.

РАЗВИТИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В начальный период применения газотурбинного наддува конструкции турбокомпрессора отличались разнообразием профилирования проточных частей турбины и компрессора и конструктивного выполнения узла подшипников. Непрерывное совершенствование элементов турбин и компрессоров, достижения в области конструирования подшипников и уплотнительных узлов, накопление опыта производства и эксплуатации двигателей с турбонаддувом позволили в значительной мере оптимизировать конструкцию малоразмерных турбокомпрессоров. Следствием этого явилась определенная унификация компоновочной схемы и некоторых технических решений, реализуемых в конструкции.

В нашей стране серийное производство турбокомпрессоров для наддува автомобильных дизелей впервые было освоено на ЯМЗ. Для наддува тракторного дизеля мощностью 158 кВт был применен турбокомпрессор типоразмера ТКР 13, имеющий одинаковый наружный диаметр колеса компрессора и турбины, равный 130 мм. Для успешного производства турбокомпрессоров были освоены новые технологические процессы: литье колес турбины по выплавляемым моделям, сварка трением колеса турбины и вала ротора, "алмазное выравнивание" опорных поверхностей вала, раздельная балансировка колес компрессора и турбины и др.

В 1970 г. на ЯМЗ началось серийное производство нового турбокомпрессора типоразмера ТКР 11 с диаметром колес 110 мм для наддува автотракторных дизелей, на которые ранее устанавливался турбокомпрессор типоразмера ТКР 13. Эффективные показатели компрессоров и турбины типоразмера ТКР 11 были сохранены на уровне эффективных показателей турбокомпрессора типоразмера ТКР 13.

Последующие расчетные и экспериментальные исследования позволили сделать вывод о возможности применения для наддува дизелей ЯМЗ турбокомпрессоров с диаметром колес 90...95 мм [1]. Таким образом, улучшение показателей турбокомпрессоров, достигнутое за последние годы, позволяет обеспечить наддув двигателей агрегатами со значительно меньшими диаметрами колес турбины и компрессора. В настоящее время один турбокомпрессор типоразмера ТКР 11 способен обеспечить наддув автомобильного дизеля мощностью до 550 кВт, ТКР 9 – до 350 кВт, типоразмера ТКР 7,5 – до 220 кВт, типоразмера ТКР 6,5 – до 150 кВт, типоразмера ТКР 5,5 – до 100 кВт и типоразмера ТКР 4,5 – до 60 кВт. Тем самым существенно уменьшен момент инерции ротора и масса турбокомпрессоров, используемых в качестве агрегатов наддува. Для оценки величины уменьшения момента инерции ротора J_p ($\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$) может быть использована опытная зависимость последнего от диаметра колеса турбины $D_{т1}$ (см):

$$J_p = 1,25 \cdot 10^{-4} D_{т1}^{4,6}. \quad (33)$$

Зависимость (33) справедлива в диапазоне $D_{т1} = 50...110$ мм при выполнении колеса турбины с укороченным диском, числом лопаток $z_t = 10...11$ и $B_t = 0,38...0,4$. Расчеты с использованием зависимости (33) показывают, что замена турбокомпрессора типоразмера ТКР 11 на типоразмер ТКР 9 приводит к уменьшению J_p примерно в 2 раза.

Для наддува отечественных автомобильных бензиновых двигателей и дизелей целесообразно использовать турбокомпрессоры следующих типоразмеров:

ТКР 4,5 – для бензиновых двигателей легковых автомобилей мощностью 30...60 кВт (МемЗ, ВАЗ);

ТКР 5,5 – для двигателей мощностью 45...100 кВт (ВАЗ, АЗЛК, УМЗ, ЗМЗ);

ТКР 6,5 и ТКР 7,5 – для дизелей грузовых автомобилей мощностью 100...300 кВт (КамАЗ, КАЗ, ЗИЛ, ГАЗ и др.);

ТКР 9 – для дизелей ЯМЗ мощностью 160...550 кВт, устанавливаемых на грузовые автомобили МАЗ, БелАЗ, КраЗ, тракторы "Кировец".

Диапазон мощностей приведен при установке одного или двух турбокомпрессоров на двигатель. ТКР каждого типоразмера должен иметь несколько модификаций проточных частей турбины и компрессора для оптими-

зации взаимного согласования характеристик ТКР с характеристикой двигателя.

Конструкция современных турбокомпрессоров способна удовлетворить большую часть предъявляемых к ней противоречивых требований. В их число входят высокая надежность при резких изменениях температуры газа перед турбиной и частых пусках и остановах двигателя, аэродинамическое совершенство и удовлетворительный механический КПД подшипников, хорошие массогабаритные показатели, сравнительно малая инерционность ротора, технологичность, низкая себестоимость и малые затраты при эксплуатации. Для двигателей мощностью до 660 кВт этим требованиям наиболее хорошо удовлетворяет схема турбокомпрессора с центробежным компрессором и радиально-осевой турбиной, колеса которых консольно расположены по обе стороны от узла подшипников.

На автомобильных двигателях мощностью свыше 660 кВт, как правило, применяют турбокомпрессоры типа ТК с осевой турбиной. Конструкция турбокомпрессора типоразмера ТКР 9 показана на рис.67. Она имеет много общих черт с конструкцией турбокомпрессоров меньших типоразмеров. Проточная часть турбины 3 образована одноканальным безлопаточным входным аппаратом, изготовленным из специального чугуна, и радиально-осевым колесом с укороченным диском. Колеса отливаются в вакууме по выглаживаемым моделям из жаропрочного сплава на никелевой основе типа АНВ-300. Соединение колеса турбины с валом осуществляется путем сварки трением. Между колесом турбины и корпусом подшипников / расположен тонкостенный теплоизолирующий экран из чугуна.

Проточная часть компрессора 2 образована колесом с радиальными или загнутыми назад лопатками, изготовленным из сплава АЛ-4, безлопаточным диффузором достаточной протяженности ($\overline{D}_4 = 1,7$), с уменьшенным поперечным сечением непосредственно за колесом и улиткой с боковым расположением спиральной камеры. Колесо компрессора устанавливается на валу по посадке скольжения и фиксируется прецизионной гайкой с левой резьбой. Крепление корпусов компрессора и турбины к корпусу подшипника выполнено с помощью болтов и пластинчатых шайб. Корпус подшипников / изготовлен из серого чугуна. Узел подшипников содержит неподвижную плавающую втулку, изготовленную из сплава В-195, закрепленную в корпусе с помощью полого фиксатора, через который подводится смазочный материал в зазоры между шейками ротора и втулкой.

Уплотнение масляной полости обеспечивается упругими разрезными кольцами, установленными в канавке по два со стороны компрессора и турбины. Кроме того, со стороны компрессора перед маслоотражателем

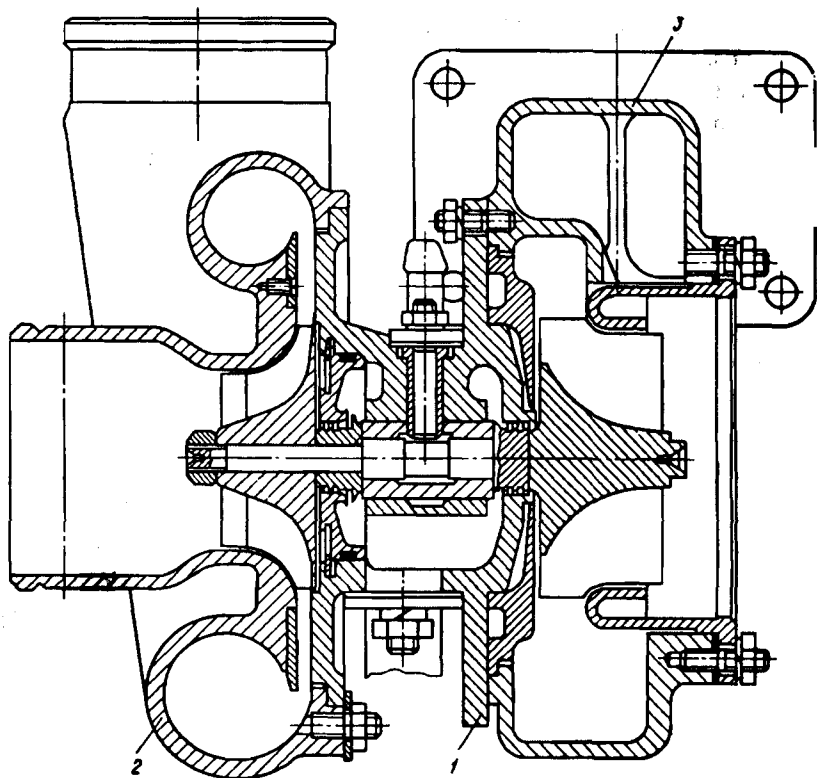


Рис. 67. Турбокомпрессор типоразмера ТКР 9:

1, 2, 3 – корпуса подшипников, компрессора, турбины

дополнительно для повышения эффективности уплотнения установлен тонкостенный штампованный экран. Уплотнительные кольца изготавливают из чугуна или стали с хромированными торцами по специальной технологии.

Необходимо отметить, что для обеспечения высоких надежности и ресурса, равного ресурсу двигателя, требуется большая точность изготовления таких деталей, как вал ротора, втулка подшипника, уплотнительные кольца, гайка крепления колеса. Так, допуски на нецилиндричность вала составляют 8 мкм, отклонение шеек вала от заданного размера не должно превышать $\pm (3...4)$ мкм.

Общее количество наименований основных деталей современного турбокомпрессора не превышает 15.

Основные параметры турбокомпрессоров для наддува автомобильных двигателей и их тракторных модификаций приведены в табл. 7.

Одним из направлений развития автомобильных турбокомпрессоров в последние годы является создание конструкций микротурбокомпрессоров с диаметром колес менее 60 мм, предназначенных для наддува двигателей легковых автомобилей.

Таблица 7

Параметр	Типоразмер турбокомпрессора					
	ТКР 4.5	ТКР 5.5	ТКР 6.5	ТКР 7.5	ТКР 9	ТКР 11
Диаметр колес компрессора и турбины, мм	45...60	55...60	65	70...80	90...95	110
Диапазон мощностей двигателей с наддувом при одном ТКР на двигателе, кВт:						
дизели	30...70	45...100	65...180	90...220	200...360	320...550
бензиновые	45...90	60...135	—	—	—	—
Степень повышения давления	2,2	2,2	2,5	3,0	3,0	3,0
Подача компрессора при $\pi_k = 2,0$, кг/с	0,12	0,18	0,28	0,35	0,51	0,78
Максимальная температура газа перед турбиной, К, при наддуве:						
дизеля	975	975	975	975	975	975
бензинового двигателя	1225	1225	—	—	—	—

Параметр	Типоразмер турбокомпрессора					
	ТКР 4.5	ТКР 5.5	ТКР 6.5	ТКР 7.5	ТКР 9	ТКР 11
Масса турбокомпрессора, кг	4,5	5,5	6,5	8,5	16	22
Основные размеры, мм:						
длина	180	200	210	220	270	310
ширина	130	140	155	170	210	260
высота	130	150	165	180	230	290

На рис.68 показана конструкция турбокомпрессора типоразмера ТКР 5.5. Узел подшипников 1 и внутренние присоединительные размеры корпусов турбины и компрессора унифицированы с турбокомпрессором меньшего типоразмера ТКР 4.5.

Турбокомпрессор типоразмера ТКР 5,5 во многом конструктивно подобен турбокомпрессору типоразмера ТКР 9. Отличительными особенностями его конструкции являются отсутствие отдельного упорного подпятника и наличие встроенного регулирующего клапана 3 для перепуска части газа мимо турбины. Осевые усилия воспринимаются торцами плавающей втулки подшипника 2.

Регулирующий клапан пневматического типа (рис. 69) сравнительно простой конструкции, имеет чугунный корпус 1, закрепленный на корпусе турбины, в котором перемещается стальной плунжер 2 с антикоррозионным покрытием.

Полость под плунжером соединена с выходным патрубком компрессора. Плунжер соединен с клапаном 5 тарельчатого типа, изготовленным из жаропрочной стали. Под действием пружины 3 клапан перемещается в крайнее положение и прижимается к седлу в корпусе турбины. Для обеспечения надлежащей теплоизоляции пружины 3 от потока теплоты со стороны турбины имеется экран 4 с асбестовой набивкой между корпусом клапана и полостью, в которую перепускается газ из турбины.

Установлена также асбестовая прокладка между плунжером и пружинной, а крышка корпуса клапана выполнена полукруглой для лучшего отвода тепла в окружающее пространство.

На рис.70 приведена характеристика одной из модификаций компрессора типоразмера ТКР 5,5 ($D_{к2} = 55$ мм; $D_{к1} = 35$ мм; $\beta_{л2} = 90^\circ$;

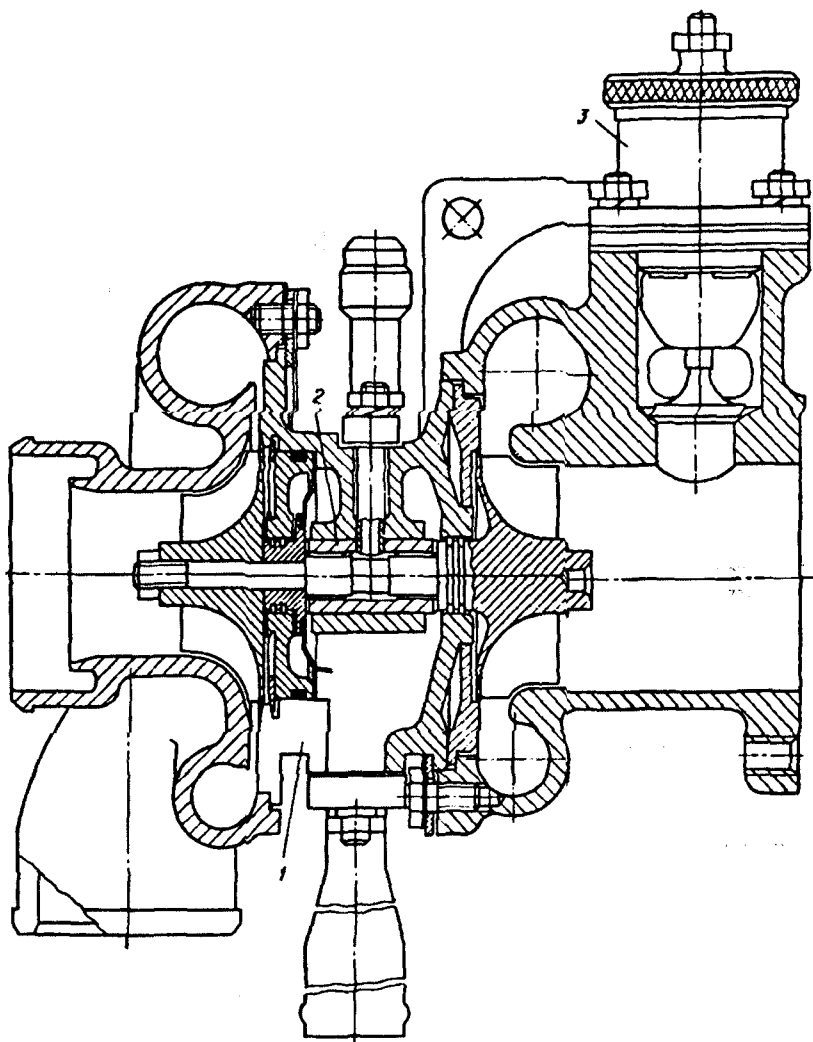


Рис. 68. Турбокомпрессор типоразмера ТКР 5,5:

1 — узел подшипников; 2 — втулка подшипников; 3 — регулирующий клапан

Рис. 69. Регулирующий перепускной клапан:

1 — корпус; 2 — плунжер; 3 — пружина;
4 — экран; 5 — тарелка клапана

$$z = 10/5; (\beta_{\lambda})_1 = 32^\circ; \delta_0 = 0,3 \text{ мм),}$$

предназначенного для дизельного двигателя рабочим объемом 1,5 л. Максимальный КПД ступени 0,72, коэффициент напора 0,59. Подача компрессора при $\pi_k = 2$ и КПД $\eta_0^* = 0,65$ составляет 0,12 кг/с.

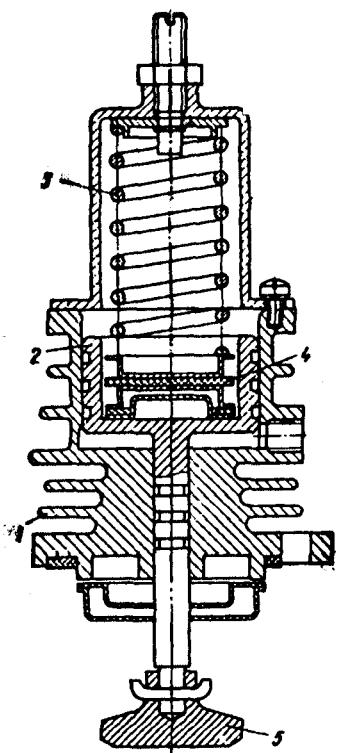
Максимальный внутренний КПД турбины типоразмера ТКР 5,5 ($D_{t1} = 53 \text{ мм}; D_{t2} = 48 \text{ мм}; z_k = 11; F_n = 3,45 \text{ см}^2$) равен 70 % при $u_{t1}/c_0 = 0,63$.

Дальнейшие работы по совершенствованию конструкции отечественных турбокомпрессоров должны быть направлены на повышение эффективности уплотнений, отработку узла подшипников при высоких окружных скоростях ($u_{k2} = 450...$

500 м/с), повышение КПД турбокомпрессора, применение современных керамических материалов для изготовления колес турбины, деталей подшипника и уплотнений и полимерных материалов для изготовления деталей компрессора, а также на разработку турбины с эффективным регулированием их пропускной способности.

РАЗВИТИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Ведущее положение в области производства турбокомпрессоров за рубежом продолжает занимать фирма Гарет (США), выпускающая свыше половины всех турбокомпрессоров, производимых в капиталистических странах. Однако значительный прогресс в развитии автомобильных турбокомпрессоров, в особенности микроТКР, достигнут в последние годы в Японии (фирмы Ишикава, Мицубиси, Ниссан, Тойота). Так, в 1983 г. суммар-



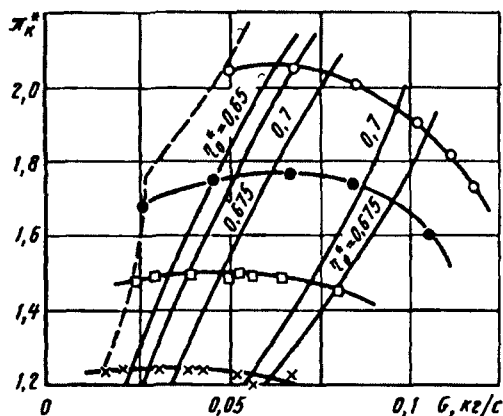


Рис. 70. Характеристика компрессора типоразмера ТКР 6,5:

$x - c_2 = 180$ м/с; $\square - 250$ м/с; $\bullet - 300$ м/с; $\circ - 350$ м/с; — — — линия помпажа

ный выпуск микротурбокомпрессоров в Японии для двигателей легковых автомобилей составил около 175 тыс. шт. Суммарный выпуск в Япо-

нии легковых автомобилей с турбонаддувными двигателями за 1979–1983 гг. составил около 900 тыс. шт.

К другим наиболее крупным зарубежным фирмам относятся фирмы Холсет (Великобритания), ККК (ФРГ), Швитцер (США). Общий выпуск турбокомпрессоров автотракторного типа в США, Европе и Японии в 1985 г. составил свыше 2 млн. шт. Выпуск агрегатов надува (турбокомпрессоров, приводных нагнетателей и обменников давления) по прогнозам в 1990 г. должен быть равен 4,5...6,5 млн. шт (в том числе 3...5 млн. шт для двигателей легковых автомобилей).

Эти данные свидетельствуют о том, что развитие двигателей внутреннего сгорания, включая автомобильные, будет базироваться на все более широком применении надува, в том числе с помощью турбокомпрессоров.

Турбокомпрессоры Ишикава. Ишикава — одна из ведущих японских фирм в области турбокомпрессоростроения выпускает турбокомпрессоры для судовых, промышленных, автомобильных и тракторных двигателей и строительных машин. Первоначально это были турбокомпрессоры типа RH (модели RH07, RH09, RH10, RH15, RH19), а в настоящее время после модернизации — это турбокомпрессоры типа RHB (модели RHB3, RHB5, RHB6, RHB7, RHB8) и RHC (RHC7, RHC9).

Основные параметры турбокомпрессоров, выпускаемых фирмой, приведены в табл. 8. Типичная конструкция ТКР Ишикава показана на рис.71.

Турбокомпрессоры Мицубиси. Мицубиси является второй крупной фирмой Японии, выпускающей турбокомпрессоры. В начале 80-х годов фирма Мицубиси одной из первых приступила к разработке турбокомпрессоров с особо малым диаметром колес (35...50 мм). В 1981...1983 гг. суммарный объем выпуска турбокомпрессоров Мицубиси составил около 400 тыс. шт.

Значительную часть выпуска составляют микротурбокомпрессоры с рабочими оборотами свыше 100 000 мин⁻¹ для наддува двигателей легковых автомобилей. В семейство автомобильных турбокомпрессоров входят модели TD08, TD07, TD06, TD05, TD04, TD03, TD025, TD02.

Большинство деталей турбокомпрессоров TD03 и TD04, а также TD05 и TD06 (за исключением колес и корпусов компрессора и турбины) между собой унифицированы. Основные параметры турбокомпрессоров Мицубиси приведены ниже в табл. 9.

Турбокомпрессоры моделей TD02 и TD025 выпускаются только с перепускным регулирующим клапаном, модели TD03, TD04, TD05 и TD06 – как с клапаном, так и без него, а модели TD07 и TD08 – без клапанов. Конструкция клапанов и его привода по существу идентична той, что использует фирма Ишикава.

На рис.72 приведена характеристика компрессора мод. TD03-07B с диаметром колеса 40 мм (по данным фирмы). Максимальный КПД компрессора составляет 69 %. По мере роста диаметра колес компрессора максимальный КПД ступени довольно существенно увеличивается и достигает для модификации TD05-12B – 75 %, для модификации TD08-29B – 78 %.

Турбокомпрессоры Гарет. Семейство турбокомпрессоров, выпускаемых фирмой Гарет, включает 14 моделей для двигателей мощностью 30...660 кВт.

В табл. 10 указаны мощностные диапазоны применимости турбокомпрессоров для дизелей и бензиновых двигателей. В конструкции турбокомпрессоров Гарет используются технические решения, сходные с теми, которые применяют и другие фирмы.

Турбокомпрессоры Швитцер. Фирма Швитцер (США) начала выпускать турбокомпрессоры для наддува дизельных двигателей в 1952 г. В 60-х годах турбокомпрессоры для наддува автомобильных двигателей выпускались по лицензии фирмы в Великобритании (фирма Холсет) и ФРГ (фирма KKK).

Во второй половине 70-х годов фирма "Швитцер" выпускала семейство турбокомпрессоров с достаточно высокими показателями, включающее семь типоразмеров: 2HD, 3SDA, 3LM, 4LF, 4LH, 4MF, 5HDR, охватывающих диапазон мощностей двигателей 45...590 кВт. Турбокомпрессоры моделей 3LM, 4MF, 5HDR были в то время новыми моделями с улучшенными массогабаритными и аэродинамическими характеристиками. Турбокомпрессоры 3LM с наружным диаметром колеса турбины 81 мм или 76 мм обеспечивали наддув двигателей мощностью до 202 кВт. По данным фирмы максимальный КПД компрессора составлял 76 % в диапазоне давлений наддува от 0,18 до 0,24 МПа и расходов воздуха 0,15...0,22 кг/с. Турбокомпрессор 4MF

Параметр	Модели RHB		
	RHB3	RHB5	RHB6
Подача компрессора при $\pi_k = 2$, кг/с	0,014...0,09	0,027...0,136	0,046...0,26
Номинальная степень повышения давления	2,7	2,8	2,8
Максимальная частота вращения, мин ⁻¹	250 000	180 000	150 000
Максимальная допустимая температура, К	1223	1223	1223
Масса, кг			
без перепускного клапана	1,9...2,1	3,2	4,1
с перепускным клапаном	2,2...2,4	3,8...4,0	6,1
Мощность, кВт:			
дизеля	7,3...5,9	14,6...103	21,9...144
бензинового двигателя	10,6...81	21,9...132	26...169

имел диаметр колеса около 115 мм и применялся для наддува двигателей мощностью до 450 л.с. Для судовых двигателей указанной мощности предусматривалась модификация с корпусом подшипников, имевшим водяное охлаждение. Турбокомпрессор 5HDR с диаметром колес около 130 мм предназначался для двигателей мощностью от 330 до 590 кВт.

В 1982-83 гг. закончена разработка нового семейства турбокомпрессоров серии SC 91/97...110 для двигателей мощностью от 37 до 746 кВт, включающего четыре типоразмера. В пределах каждого типоразмера предусматривается шесть модификаций компрессоров, три турбинных колеса, одиннадцать двухзаходных и восемь однозаходных корпусов турбин. Корпус подшипников может быть выполнен в виде модификации с масляным или водяным охлаждением узла подшипников. По данным фирмы КПД компрессора достигает 80 % вследствие применения колес с загнутыми назад лопатками и безлопаточного диффузора большой протяженности ($\bar{D}_4 = 2$). К числу

Таблица 8

		Модели RHC	
RHB7	RHB8	RHC7	RHC9
0,09...0,36	0,12...0,5	0,1...0,46	0,15...0,72
2,8	2,8	3,2	3,2
125 000	110 000	132 000	96 000
1023	1023	1023	1023
6,6	11,0	9,8	16,0
—	—	—	—
43,8...162	59...206	48...220	73...305
—	—	—	—

новых решений относится применение двухканальных корпусов турбины с симметричным расположением каналов относительно вертикальной плоскости. Для снижения напряжений в корпусе турбины при работе на режимах с высокой температурой газа оптимизировано отношение толщин радиальной перегородки, разделяющей каналы БВА, и внешней стенки корпуса. Участок канала на выходе из колеса турбины выполнен в форме диффузора с целью снижения потерь кинетической энергии газа.

Для защиты от попадания в проточную часть компрессора посторонних предметов на входе в компрессор применено ступенчатое изменение внутреннего диаметра с кольцевой полостью.

Однако в целом конструктивная схема турбокомпрессора не претерпела сколько-нибудь значительных изменений. Усовершенствования коснулись главным образом отдельных элементов проточных частей турбины и компрессора.

Параметр	Модель		
	TD02	TD025	TD03
Частота вращения ротора, мин ⁻¹	270 000	250 000	230 000
Температура перед турбиной, К	1173	1173	1173
Степень повышения давления	2,2	2,2	2,3
Подача компрессора при $\pi_k = 2$, кг/с	0,01...0,05	0,015...0,07	0,02...0,09
Диаметр колеса компрес- сора, мм	34	37	40
Диаметр колеса турбины, мм	34	37	40

турбокомпрессора

TD04	TD05	TD06	TD07	TD08
200 000	170 000	145 000	132 000	114 000
1173	1173	1173	1033	1033
2,4 0,03...0,14	2,6 0,05...0,18	2,7 0,07...0,26	2,8 0,125...0,38	3,1 0,16...0,56
49	54	65	76	90
47	56	65	74	85

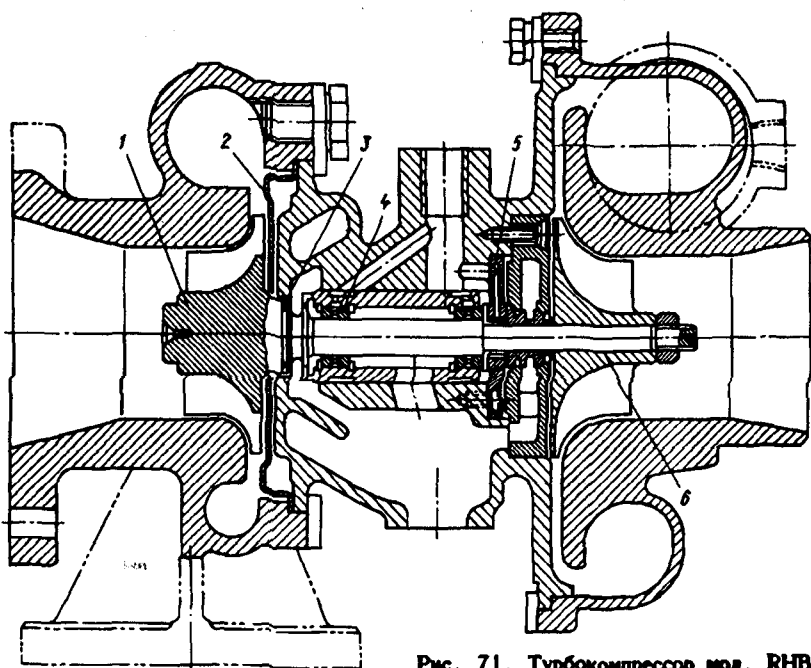


Рис. 71. Турбокомпрессор мод. RHB 5:

1 — колесо турбины; 2 — экран; 3 — кольцо уплотнительное; 4 — втулка подшипников; 5 — подпятник; 6 — колесо компрессора

Таблица 10

Модель турбокомпрессора	Диапазон мощ- ности, кВт	Тип двигателя	Рабочий объем цилиндров, л
T2	60...110	Бензиновый	1,2...2,1
T2	45...80	Дизель	1,4...2,5
TO25	125	Бензиновый	2,5
TO25	90	Дизель	3,0
T3	150	Бензиновый	3,0
T3	105	Дизель	3,5
T31	30...100	-	1,5...3,5
TA34	50...118	-	3,5...6,0
TO4B	72...184	-	3,0...8,5
TO4E	74...192	-	3,0...9,5
TV45	110...265	-	7,0...11,0
TV51	133...330	-	8,5...14,0
TV61	175...340	-	8,5...14,0
TV71	190...390	-	12,0...16,0
TV81	235...485	-	14,0...22,0
T18A	309...595	-	15,0...40,0
TV94	331...662	-	15,0...40,0

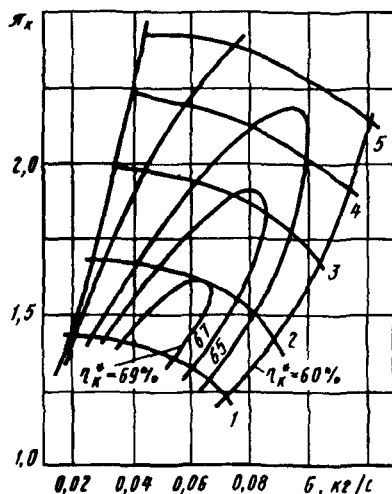


Рис. 72. Характеристика компрессора ТКР TD03-07B:

1 — $u_{k2} = 252$ м/с; 2 — $u_{k2} = 315$ м/с; 3 — $u_{k2} = 378$ м/с; 4 — $u_{k2} = 420$ м/с; 5 — $u_{k2} = 462$ м/с

Турбокомпрессоры Холсет. Холсет – одна из ведущих европейских фирм по производству автомобильных турбокомпрессоров. Новое семейство турбокомпрессоров, выпускаемое фирмой в настоящее время, включает модели Н1D, Н1С, Н2А, Н2С, Н3В и Н4.

Основные параметры турбокомпрессоров семейств приведены в табл. 11.

Модель турбокомпрессора Н1D выпускается с перепускным регулирующим клапаном.

Конструкция турбокомпрессоров Холсет имеет много общих черт с турбокомпрессорами Гарет, Швитцер и ККК. Так, компрессорная ступень включает осерадиальное колесо с загнутыми назад и укороченными через одну лопатками, длинный безлопаточный диффузор (относительный диаметр задней стенки $\overline{D}_{4з} = 1,8...1,9$, передней стенки $\overline{D}_{4п} = 1,6...1,75$) и улиточный воздухоборник с плавным изменением кривизны стенок в меридиональном сечении. Перед колесом, как правило, имеется конфузорный участок, а за колесом безлопаточный диффузор имеет поджатие со стороны передней стенки.

Турбинная ступень большинства моделей турбокомпрессоров Холсет содержит двухканальный безлопаточный входной аппарат с перегородкой, расположенной перпендикулярно к оси ротора или под углом к ней, и радиально-осевое колесо с укороченным диском ($\overline{D}_д = 0,78...0,82$). Для конструкции колеса турбины характерен переменный угол расширения лопаток в радиальном направлении.

Ротор опирается на две вращающиеся зафиксированные в осевом напра-

Таблица 11

Модель	$N_{дв}$, кВт	$D_{к2}$, мм	Масса ТКР, кг	π_k	Подача ком- прессора при $\pi_k = 2$, кг/с
Н1D	60...130	60...65	6...9	2,5	0,05...0,26
Н1С					
Н2А	118...200	72	9	3,0	0,12...0,39
Н2С	148...280	80	15	3,0	0,13...0,4
Н3В	185...405	94...102	19	3,5	0,17...0,71
Н4	515	122	26	3,5	0,29...0,86

влении втулки. Упорный подшипник расположен со стороны компрессора. Конструкция узла подшипников сходна у всех моделей турбокомпрессоров, выпускаемых фирмой.

Уплотнение развитой масляной полости осуществляется с помощью различных уплотнительных колец по одному со стороны турбины и компрессора. Кроме того, для дополнительной защиты от проникновения смазочного материала в проточную часть компрессора применяется тонкостенный экран, конфигурация которого несколько меняется от одной модели турбокомпрессора к другой.

Для повышения эффективности работы уплотнения со стороны турбины применено ступенчатое изменение диаметра отверстия на 0,12...0,13 мм, в которое устанавливается уплотнительное кольцо. Точность расположения ступенчатой проточки в осевом направлении высока ($\pm 0,01$ мм).

В конструкции турбокомпрессоров Н2, Н3 и Н4 для лучшей теплоизоляции подшипников от теплового потока со стороны турбины используется экран, расположенный с небольшим зазором примерно 0,5...0,8 мм относительно задней стенки колеса турбины.

Турбокомпрессоры ККК. Фирма ККК (ФРГ) является второй европейской фирмой, выпускающей турбокомпрессоры. В год выпускается свыше 300 000 турбокомпрессоров 350 различных модификаций для двигателей с диапазоном мощности от 20 до 1000 кВт.

Типоразмерный ряд турбокомпрессоров ККК включает шесть типоразмеров (К1, К2, К3, К4, К5, К6), охватывающих 13 моделей (К14, К16, К24, К26, К27, К28, К34, К36, К37, К42, К44, К52, К54, К62). Турбокомпрессор мод. К26 показан на рис.73.

Турбокомпрессоры типоразмеров К1, К2 и К3 (первые восемь модификаций) предназначены для автотракторных двигателей, причем 40 % используется на двигателях легковых автомобилей, в том числе бензиновых. В последнее время в производственной программе фирмы появился турбокомпрессор К14. Он предназначен для двигателей объемом от 1,2 до 2,7 л.

Основные параметры турбокомпрессоров типоразмеров К1, К2, К3 приведены в табл.12.

Каждый типоразмер позволяет потребителю иметь широкие возможности для настройки ТКР на двигатели с различными требованиями.

Фирма ККК ввела ряд усовершенствований в конструкцию среднего корпуса и корпуса турбины с целью уменьшения теплового потока на режимах резкого останова турбокомпрессора, сопровождающегося прекращением подачи смазочного материала.

Указанные изменения конструкции позволили понизить температуру корпуса подшипников со стороны турбины примерно на 110 К. Для сниже-

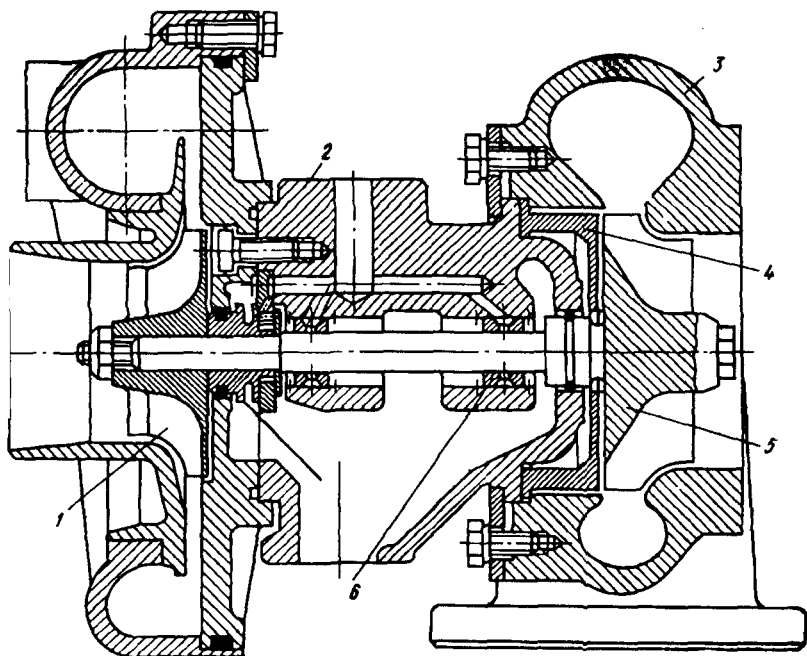


Рис. 73. Турбокомпрессор мод. К 26:

1 — колесо компрессора; 2 — корпус подшипников; 3 — корпус турбины;
4 — экран; 5 — колесо турбины; 6 — втулка подшипников

Таблица 12

Модель тур- бокомпрес- сора	$\pi_{к\max}$	Диапазон мощ- ности двига- телей, кВт	Наружный диа- метр колеса компрессора, мм	Масса турбо- компрессора, кг
K14	2,5	20...50	50	4,7...4,9
K24	3,5	50...100	60	5,2...6,6
K26	3,5	70...120	66	6,4...6,8
K27	3,5	80...170	72	8,2...10,9
K28	3,5	120...220	80	8,6...11,9
K34	3,5	130...240	89-92	15
K36	3,5	220...320	92-102	17...18
K37	3,5	280...420	—	

ния температуры вала в районе расположения уплотнения со стороны турбины введено дополнительное отверстие для подачи струи смазочного материала на вал.

Турбокомпрессоры моделей K14, K16, K24, а в ряде случаев моделей K26, K27, K28 снабжаются встроенными регулирующими клапанами тарельчатого типа.

Фирма ККК отдает предпочтение тарельчатому клапану перед поворотным в связи с него большей ремонтпригодностью и простым контролем за его работой. Температурные проблемы, влияющие на долговечность и надежность диафрагмы, решены путем введения наружных ребер.

Положительные результаты получены от выполнения перепускного канала в виде кольца, охватывающего трубопровод, отводящий газ из турбины. Отмечается, что за счет эффекта эжектирования существенно снижается давление перед турбиной на высоких скоростных режимах работы двигателя.

Фирма ККК ведет работы в области турбин с переменной геометрией. Регулирование осуществляется за счет перекрытия меньшего из каналов двухканального корпуса турбины.

Ведутся также работы по созданию роторов с керамическими колесами турбин, разработан метод соединения керамического колеса турбины с валом.

Турбокомпрессоры ККК имеют достаточно высокие показатели, так у ТКР мод. K36 в интервале расходов воздуха $0,1...0,5$ кг/с при $\pi_k = 1,4...2,0$ КПД компрессора составляет $0,77...0,80$; эффективный КПД турбины — $0,68...0,72$.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Несмотря на большие успехи в совершенствовании элементов конструкции малоразмерных турбокомпрессоров, достигнутых в последние годы, агрегатам турбонаддува присущ ряд недостатков:

чрезмерно резкое нарастание давления наддува по скоростной характеристике двигателя при недостаточном давлении в области низких скоростных режимов, что обусловлено закономерностями газовой связи ТКР и двигателя;

запаздывание разгона турбокомпрессора на переходных режимах работы двигателя из-за инерционностей ротора и газовой связи;

сравнительно высокие механические потери и ухудшение аэродинамических показателей по мере уменьшения диаметра колес турбокомпрессора:

некоторое ухудшение топливной экономичности двигателей с турбонаддувом на режимах малых нагрузок по сравнению с безнаддувным двигателем того же рабочего объема из-за более высоких механических потерь.

К недостаткам следует также отнести некоторое ухудшение условий работы смазочного материала в двигателе из-за поступления отработавших газов в картер через уплотнение со стороны турбины.

Для устранения первых двух недостатков применяются регулируемые турбокомпрессоры, разработка которых является в настоящее время одним из важнейших направлений развития систем турбонаддува. Установка регулируемых турбокомпрессоров позволяет оптимизировать закон изменения давления наддува по внешней скоростной характеристике двигателя и предотвратить чрезмерное повышение частоты вращения ротора турбокомпрессора. Наддув дизелей и бензиновых двигателей легковых автомобилей осуществляется в настоящее время исключительно с использованием регулируемых турбокомпрессоров.

Другим важным направлением развития конструкции автомобильных турбокомпрессоров является разработка керамических колес турбины. Их установка позволяет уменьшить запаздывание раскрутки ротора ТКР на переходных режимах. По зарубежным данным применение керамического колеса турбины по сравнению с металлическим на автомобиле с автоматической коробкой передач сократило время разгона с места до скорости 16 км/ч на 6,5 %; до скорости 96 км/ч на 3,2 %. Наибольший прогресс в этой области достигнут японскими фирмами Ишикава, Мицубиси, Ниссан и фирмой Гаррет (США).

Однако для внедрения керамических колес турбин в серийное производство необходимо еще решить ряд технологических вопросов с целью обеспечения стабильности свойств материала, а также приемлемой себестоимости таких колес.

Перспективным направлением улучшения характеристик турбокомпрессора является применение воздушного смазывания подшипников.

К преимуществам воздушного смазывания относится малая вязкость воздуха, что обеспечивает значительное снижение потерь на трение в подшипниках и повышение эффективного КПД турбины (рис. 74), особенно заметное в области низких скоростных режимов работы двигателя. Другим важным преимуществом является химическая стабильность воздуха в широком интервале температур. Это, а также возможность отвода отработавшего в подшипниках воздуха в проточную часть турбокомпрессора или в окружающую среду позволяет в какой-то мере упростить конструкцию узла

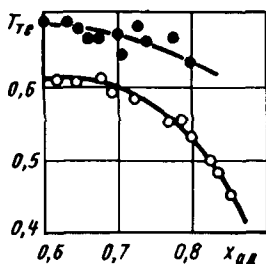


Рис. 74. Изменение эффективного КПД турбины ТКР 5,5:

○ — гидродинамический подшипник; ● — газостатический подшипник

подшипников благодаря ненужности сложной теплоизоляции и уплотнений.

Исключается ухудшение свойств смазочного материала, используемого в двигателе, которое может наблюдаться вследствие поступления в картер отработавших газов через уплотнение со стороны турбины.

Однако малая вязкость воздуха создает также и основные трудности при отработке конструкции подшипников в связи со значительным снижением жесткости и несущей способности смазочного слоя.

Для создания конструкции газостатических подшипников, пригодной для внедрения в производство, предстоит еще решить ряд важных технических и технологических проблем. Зарубежные фирмы, выпускающие турбокомпрессоры, также ведут работы в этом направлении.

Другим направлением развития конструкции узла подшипников является возвращение к подшипникам качения, применявшимся отдельными фирмами 20...25 лет назад на начальном этапе разработки автомобильных турбокомпрессоров. Подобное техническое решение применила фирма Аэродайн Даллас, которая лишь несколько лет назад начала заниматься автомобильными турбокомпрессорами. Особенностью конструкции является расположение подшипников с одной стороны ротора в холодной части турбокомпрессора, отсутствие каких-либо демпфирующих элементов в узле подшипников, а также фитильное смазывание подшипников. Хотя фирма и сообщила об успешном испытании турбокомпрессора на двигателях легковых автомобилей в 1982–1983 гг., однако до настоящего времени не опубликовано никаких сообщений о начале массового выпуска турбокомпрессора Аэродайн Даллас или о подготовке его производства.

Таким образом, можно выделить следующие перспективные направления развития автомобильных ТКР:

- разработка турбин с эффективным регулированием пропускной способности;

- разработка подшипников с газовым смазыванием и применение подшипников качения;

- применение керамических материалов для деталей ТКР;

- использование более совершенных технологических приемов, обеспечивающих высокое и стабильное качество изготовления.

Глава III. ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Процесс сжатия неизбежно сопровождается ростом температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, что приводит к повышению температуры рабочего цикла и ограничивает получение высоких показателей двигателя. Снижение температуры воздуха позволяет уменьшить температуру теплонпряженных деталей (цилиндропоршневой группы, головок цилиндров, клапанов), повысить надежность их работы, а также улучшить топливную экономичность двигателя. Из-за снижения температуры газов перед турбиной снижается и теплонпряженность работы турбокомпрессора.

Относительное повышение мощности базового двигателя за счет охлаждения наддувочного воздуха можно представить выражением

$$\overline{N}_{\text{дв}} = N_{\text{дв}} / N_{\text{б.дв}} = \overline{\rho}_{\text{к.х}} \overline{\eta}_V \overline{\eta}_i \overline{\eta}_{\text{мех}} \overline{n}_{\text{дв}} (1/\overline{a}).$$

Учитывая сложную взаимосвязь относительных индикаторного $\overline{\eta}_i$ и механического $\overline{\eta}_{\text{мех}}$ КПД двигателя от относительного коэффициента избытка воздуха $\overline{a}$ и, в свою очередь, этого коэффициента от степени охлаждения наддувочного воздуха при настройке и согласовании совместных режимов работы двигателя с турбонаддувом при охлаждении воздуха, целесообразно оценить совокупное изменение $\overline{\eta}_i$ и $\overline{\eta}_{\text{мех}}$ при заданном соотношении частот вращения коленчатого вала двигателя $\overline{n}_{\text{дв}}$ как

$$\overline{\eta}_i \overline{\eta}_{\text{мех}} = \overline{\eta}_e = 1/\overline{g}_e.$$

откуда

$$\overline{N}_{\text{дв}} = \overline{\rho}_{\text{к.х}} \overline{\eta}_V \overline{n}_{\text{дв}} (1/\overline{g}_e \overline{a}).$$

Уменьшение температуры наддувочного воздуха

$$T_k^* = T_0^* \left[\frac{\pi_k^{*(k-1)/k} - 1}{\eta_k^*} + 1 \right]$$

приводит к снижению коэффициента наполнения двигателя $\overline{\eta}_V$ за счет увеличения, в основном, подогрева заряда в период выпуска. На основании экспериментальных данных относительное изменение $\overline{\eta}_V$ можно оценить по эмпирической зависимости

$$\overline{\eta}_V = 1 - (\overline{\rho}_{к.х} - 1)a,$$

где $a = 0,3 \dots 0,4$ — опытный коэффициент.

Изменение плотности наддувочного воздуха $\overline{\rho}_{к.к}$ связано с уровнем реализуемой степени повышения давления в компрессоре π_k^* , КПД компрессора η_k^* и зависит от тепловой E_c и гидравлической σ_c эффективности системы:

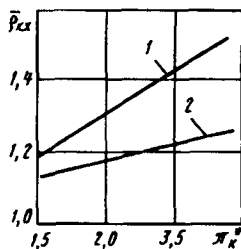
$$\overline{\rho}_{к.к} = \left[\frac{\pi_k^{*(k-1)/k}}{\eta_k^*} + 1 \right] \sigma_c \left[\frac{1 - E_c}{\eta_k^*} \left[\pi_k^{*(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right]^{-1}$$

где E_c характеризует изменение температуры горячего теплоносителя $(t_{r1} - t_{r2})$ относительно разности начальных температур наддувочного воздуха и охлаждающего теплоносителя t_{x1} (атмосферного воздуха $t_{в1}$ или охлаждающей жидкости системы охлаждения двигателя $t_{ж1}$):

$$E_c = (t_{r1} - t_{r2}) / (t_{r1} - t_{x1}).$$

Выражение для $\overline{\rho}_{к.к}$ показывает, что максимальное повышение плотности воздуха будет при $E_c = 1$ и $\sigma_c = 1$, причем достижимое значение $\overline{\rho}_{к.к}$ (кривая 2 на рис.75) значительно меньше максимального (кривая 1). Так при $\pi_k^* = 2$ возможное повышение плотности составляет примерно 17 % по

Рис. 76. Изменение величины $\bar{\rho}_{к.х}$ в зависимости от π_k



отношению к базовому двигателю с наддувом, но без охлаждения воздуха, при этом расход воздуха увеличится несколько меньше из-за снижения коэффициента избытка воздуха. Отсюда одной из основных задач при создании форсированного двигателя является выбор такой системы, которая на основе оптимизации обеспечивает наибольшее повышение плотности и снижение температуры наддувочного воздуха при наименьших массогабаритных показателях теплообменника и затратах энергии на движение теплоносителей.

Требуемое значение $\bar{\rho}_{к.х}$ может быть получено при различных соотношениях E_c и σ_c . Степень относительного влияния этих величин на $\bar{\rho}_{к.х}$ можно установить, имея в виду, что изменение E_c приводит к изменению как плотности, так и температуры заряда воздуха, а изменение σ_c — только плотности. Эти обстоятельства учитывают при выборе параметров системы охлаждения наддувочного воздуха.

Достигнутое путем охлаждения наддувочного воздуха увеличение заряда цилиндров при снижении его температуры может быть использовано в двух основных направлениях: на дополнительное повышение мощности двигателя или на снижение его теплонапряженности. Возможна частичная реализация одновременно двух направлений, что во всех случаях улучшает топливную экономичность.

Проведенные исследования V-образного двигателя типоразмера 12ЧН 13/14 на номинальном режиме установили количественные соотношения, показывающие влияние охлаждения наддувочного воздуха для указанных выше предельных случаев. При сохранении постоянной мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя (рис.76) с увеличением заряда цилиндров эффективный КПД двигателя возрастает при заметном снижении температуры отработавших газов. При сохранении постоянства температуры газов, выходящих из двигателя и характеризующих его теплонапряженность и теплонапряженность турбокомпрессора, может быть примерно пропорционально повышена мощность двигателя (рис.77). В этом случае рост эффективного КПД двигателя незначителен. Если в первом случае величина максимального давления сгорания с увеличением заряда цилиндров

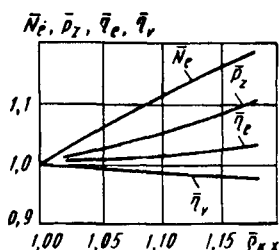
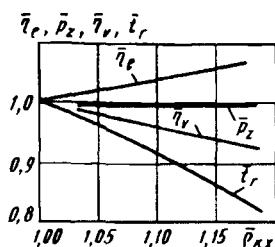


Рис. 76. Влияние коэффициента $\bar{\rho}_{к.х}$ на изменение относительных коэффициента наполнения $\bar{\eta}_v$, эффективного КПД $\bar{\eta}_e$, температуры отработавших газов $\bar{t}_r$ и максимального давления цикла $\bar{p}_z$ при постоянных мощности и частоте вращения на номинальном режиме работы базового двигателя

Р и с. 77. Влияние коэффициента $\bar{\rho}_{к.х}$ на изменение относительных коэффициента наполнения $\bar{\eta}_v$, эффективного КПД $\bar{\eta}_e$, максимального давления цикла $\bar{p}_z$ и эффективной мощности $\bar{N}_e$ при постоянной температуре отработавших газов на номинальном режиме работы базового двигателя

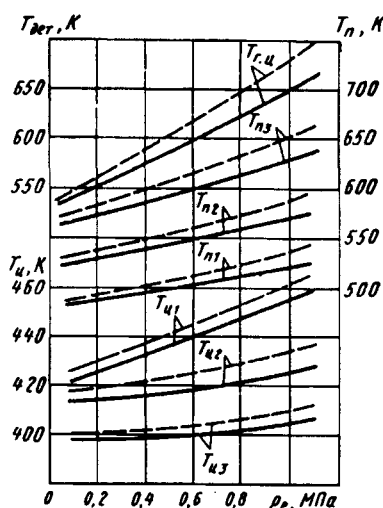
практически не изменяется, то во втором случае $\frac{t_{дет}}{p_z}$ существенно возрастает.

При охлаждении наддувочного воздуха существенно изменяется температура деталей цилиндропоршневой группы двигателя, что видно из сопоставления нагрузочных характеристик на номинальной частоте вращения коленчатого вала указанного двигателя (рис.78). Установлено, что для ряда близких по рабочему процессу двигателей снижение температуры наддувочного воздуха вызывает примерно пропорциональное снижение температуры деталей: $t_{дет} = a(t_{r1} - t_{r2})$. Среднее значение коэффициента пропорциональности составляет для межклапанной перемычки головки цилиндров 0,65; стенки камеры сгорания поршня 0,35; поршня над верхним компрессионным кольцом 0,15; верхней части гильзы 0,3.

Охлаждение наддувочного воздуха оказывает влияние на тепловой баланс двигателя. При неизменной мощности двигателя (см. рис.76) и температуре охлаждающей жидкости помимо отмеченных изменений в рабочем процессе (см. рис.77) снижаются потери теплоты в систему охлаждения

Рис. 78. Влияние охлаждения наддувочного воздуха на температуры деталей двигателя:

$T_{ц1}$, $T_{ц2}$, $T_{ц3}$ — температуры соответственно нижнего, среднего и верхнего пояса гильзы цилиндров; $T_{п1}$, $T_{п2}$, $T_{п3}$ — температуры соответственно верхней части канавки верхнего компрессионного кольца, наружной кромки днища поршня, центральной наружной части поршня; $T_{г.ц}$ — температура головки цилиндров; — — — без охлаждения наддувочного воздуха; — — — с охлаждением



практически на ту же величину, какая характеризует уменьшение тепло-содержания наддувочного воздуха. Это дает возможность осуществить относительно незначительные изменения в системе охлаждения двигателя при охлаждении воздуха.

Приведенные количественные соотношения могут быть использованы для оценки влияния снижения температуры наддувочного воздуха на показатели рабочего процесса двигателя и теплонапряженность его деталей.

С увеличением давления наддува и применением охлаждения наддувочного воздуха предъявляются повышенные требования к согласованию характеристик двигателя и турбокомпрессора как на расчетных, так и на нерасчетных режимах. Это связано с необходимостью исключения работы двигателя и турбокомпрессора в зоне характеристики компрессора, близкой к помпажу, и с оптимальным использованием зоны высоких КПД компрессора для получения высоких значений топливной экономичности двигателя.

Согласование расчетных и нерасчетных режимов работы требует рассмотрения совместных режимов работы компрессора и двигателя, компрессора и турбины, а также турбины и двигателя на основе баланса массы рабочего тела, баланса энергии турбокомпрессора при заданном режиме работы двигателя с использованием характеристик лопаточных агрегатов. Разработанные для этой цели программа расчета и методика экспериментального исследования показывают, что в случае применения безлопаточного диффузора компрессора и наличия обычного запаса по помпажу отно-

сительно внешней скоростной характеристики двигателя без охлаждения наддувочного воздуха введение охлаждения в основном не сопряжено с дополнительными требованиями к протеканию характеристик компрессора. Однако, поскольку система охлаждения наддувочного воздуха включает в себя дополнительные объемы и трубопроводы, то необходимо тщательно экспериментально проверить совместные режимы работы с учетом возможных экстремальных отклонений характеристик агрегатов.

Охлаждение наддувочного воздуха связано с дополнительными затратами мощности на привод вспомогательных агрегатов, обеспечивающих требуемый тепловой режим работы двигателя, а также с увеличением объема и массы силовой установки.

Увеличение габаритных размеров (объема) и массы силовой установки может быть оценено отношениями:

$$\overline{V}_{\text{дв}} = 1 + V_{\text{дв.х}} / V_{\text{дв}}; \quad \overline{M}_{\text{дв}} = 1 + M_{\text{дв.х}} / M_{\text{дв}},$$

где $V_{\text{дв}}$ и $M_{\text{дв}}$ — объем и масса силовой установки без системы охлаждения наддувочного воздуха, а $V_{\text{дв.х}}$ и $M_{\text{дв.х}}$ — с системой охлаждения.

В общем случае изменения в объеме и массе силовой установки должны быть сопоставлены с тем суммарным положительным эффектом, который дает охлаждение наддувочного воздуха:

$$k_V = \overline{V}_{\text{дв}} / \overline{\rho}_{\text{к.х}}; \quad k_M = \overline{M}_{\text{дв}} / \overline{\rho}_{\text{к.х}}.$$

Опыт применения многочисленной автомобильной техники с двигателями, снабженными системами охлаждения наддувочного воздуха, показывает, что достигнутый эффект от охлаждения воздуха делает необходимым их широкое применение.

СХЕМЫ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Наддувочный воздух охлаждают с помощью рекуперативных теплообменников, причем в качестве охлаждающего теплоносителя применяют атмосферный воздух или охлаждающую жидкость (воду или антифриз) из системы охлаждения двигателя, являющуюся промежуточным теплоносителем. Движение охлаждающего и промежуточного теплоносителей может быть осуществлено различными способами, выбор которых производят исходя из уровня

наддува, компоновочных условий, имеющихся на двигателе и на автомобиле, технологических и производственных возможностей, условий эксплуатации автомобилей и др. В результате сочетания определенного вида охлаждающего теплоносителя и способа его перемещения могут быть выполнены различные схемы систем охлаждения наддувочного воздуха.

В настоящее время для двигателей с жидкостным охлаждением известны схемы систем охлаждения, которые можно условно классифицировать следующим образом:

1. ВВ – группа схем, в которых наддувочный воздух охлаждают непосредственно атмосферным воздухом (воздух – воздух);

1.1. ВВ – Вд – подгруппа схем с использованием вентилятора системы охлаждения двигателя;

1.1.1. ВВ – Вд1 – теплообменник наддувочного воздуха размещен перед фронтом радиатора системы охлаждения;

1.1.2. ВВ – Вд2 – теплообменник размещен параллельно радиатору;

1.2. ВВ – Ва – подгруппа схем с применением вентилятора с автономным приводом;

1.2.1. ВВ – Ваэ – вентилятор имеет электрический привод;

1.2.2. ВВ – Ват – вентилятор имеет турбопривод;

1.2.3. ВВ – Вам – вентилятор расположен на маховике двигателя и др.;

1.3. ВВ – Э – схемы с перемещением охлаждающего воздуха эжектором, действующим за счет энергии отработавших газов;

2. ВЖ – группа схем, в которых наддувочный воздух охлаждают жидкостью системы охлаждения (воздух – жидкость);

2.1. ВЖ – Нд – подгруппа схем, в которой использован жидкостный насос системы охлаждения двигателя;

2.1.1. ВЖ – Нд1 – схема, в которой теплообменник наддувочного воздуха встроен во впускной коллектор двигателя;

2.1.2. ВЖ – Нд2 – теплообменник выполнен в виде отдельного агрегата, соединенного с системой охлаждения двигателя;

2.2. ВЖ – На – схема с применением автономного насоса, осуществляющего перемещение жидкости в системе охлаждения наддувочного воздуха;

2.3. ВЖ – К – комбинированная схема, сочетающая в себе применение теплообменников для охлаждения наддувочного воздуха и для охлаждающей жидкости, соединенных с системой охлаждения двигателя.

Каждая из приведенных схем имеет свои преимущества и недостатки, которые сравнивают между собой при детальной технико-экономической проработке системы охлаждения наддувочного воздуха для определенных условий.

К числу положительных сторон схем группы ВВ относится возможность реализовать наибольшую разницу температур между "горячим" (наддувочный воздух) и "холодным" (атмосферный воздух) теплоносителями, однако это преимущество при более высоких степенях наддува становится менее ощутимым по сравнению со схемами группы ВЖ. Недостатком схем ВВ – Вд1 и ВВ – Вд2 являются относительно длинные коммуникации, соединяющие компрессор с теплообменником и теплообменник с коллекторами двигателя. Группа схем ВВ – Ва с автономным приводом вентилятора обладает большими возможностями для компактного размещения системы охлаждения наддувочного воздуха. С помощью электрического двигателя удобно осуществлять регулирование охлаждения наддувочного воздуха, прекращая его при небольших нагрузках двигателя, а также при низких температурах окружающего воздуха. Недостатками схемы являются повышенный расход электрической энергии и необходимость в компактном электродвигателе, что требует усложнения электрической системы автомобиля.

Турбинный привод (схема ВВ – Ват) осуществляют с помощью турбовентилятора, использующего энергию наддувочного воздуха. Этот воздух в количестве до 10 % от общего расхода воздуха в двигателе отбирают на выходе из воздухохранивателя компрессора и направляют в турбину турбовентилятора. В соединительном трубопроводе предусматривают автоматическое устройство, прекращающее подачу воздуха к турбине турбовентилятора и исключающее охлаждение наддувочного воздуха на тех режимах, когда в этом нет необходимости. Недостаток схемы в ее сложности, обусловленной наличием высокооборотного турбовентилятора и затратой значительного количества наддувочного воздуха на его привод.

Расположение вентилятора на маховике (схема ВВ – Вм) возможно, когда сцепление размещено не непосредственно на двигателе. В этом случае коммуникации наддувочного воздуха достаточно компактны, однако отвод атмосферного воздуха, прошедшего через вентилятор, сопряжен с определенными трудностями из-за относительно больших размеров колеса вентилятора, связанных с размерами маховика.

Эжекционная схема (ВВ – Э) так же, как и схема ВВ – Вм, может иметь компактные коммуникации наддувочного воздуха. Однако размещение газового эжектора в непосредственной близости от турбокомпрессора сопряжено с повышенной шумностью. Кроме того, необходимо создание дополнительного противодавления в соплах эжектора с целью организации газоздушного потока в его смесительных камерах, что сказывается на работе узла подшипников турбокомпрессора.

Температуру наддувочного воздуха для дизелей с воздушным охлаждением снижают в теплообменниках атмосферным воздухом, перемещаемым

вентилятором двигателя (схема ВВ – Вд). Теплообменник в зависимости от условий использования двигателя размещают либо перед вентилятором, либо на выходе из полости двигателя, из которой осуществляется распределение воздуха для охлаждения гильз и головок цилиндров. В первом случае через теплообменник проходит большее количество воздуха, чем во втором, и эффективность его охлаждения несколько выше. Однако в первом случае возрастают габаритные размеры силовой установки.

При использовании схем группы ВЖ температурный перепад, необходимый для охлаждения наддувочного воздуха, меньше, чем для схем группы ВВ, но при повышении уровня форсирования двигателя турбонаддувом этот недостаток становится менее ощутимым. При реализации схем ВЖ – Нд1 и ВЖ – Нд2 достигается высокая компактность системы охлаждения наддувочного воздуха, причем работа двигателя при отрицательных температурах и частичных нагрузках сопровождается подогревом наддувочного воздуха в теплообменнике, что благоприятно сказывается на рабочем процессе двигателя. Схема ВЖ – На несколько более сложная по сравнению с другими схемами подгруппы ВЖ, так как требует дополнительного насоса, радиатора, расширительного бачка, дренажно-компенсационных трубопроводов и др., но с помощью этой схемы можно достичь снижения температуры наддувочного воздуха на несколько большую величину.

Комбинированная схема (ВЖ – К), получившая в последнее время наименование "низкотемпературной", основана на применении теплообменника для охлаждения небольшого расхода охлаждающей жидкости с приближением ее температуры к температуре атмосферного воздуха. При такой схеме достигается более глубокое охлаждение наддувочного воздуха.

Наибольшее распространение в настоящее время с учетом реализованных степеней повышения давления в компрессоре получила схема ВВ. При дальнейшем повышении давления наддува наиболее перспективной становится схема ВЖ, обеспечивающая подогрев воздуха при пуске двигателя в холодных условиях и поддержание повышенной температуры воздуха, поступающего в двигатель на холостом ходу и малых нагрузках при низких отрицательных температурах.

Из приведенного видно, что система охлаждения наддувочного воздуха всегда взаимодействует с системой охлаждения двигателя и оказывает влияние на ее работу, поэтому во всех случаях необходимо взаимное согласование характеристик агрегатов этих систем. Аналогичный подход необходим к системам очистки воздуха и выпуска отработавших газов.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

В качестве оценочного критерия системы охлаждения наддувочного воздуха применяют коэффициент тепловой эффективности E_c , представляющий собой отношение количества тепла, переданного системе, к максимально возможному содержанию тепла в данной системе и соответствующему полному исчерпыванию перепада температур между теплоносителями:

$$E_c = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{x1}} \frac{w_r}{w_x}.$$

Если система имеет только воздушный теплообменник (схемы ВВ), то коэффициент тепловой эффективности такой системы тождественен коэффициенту тепловой эффективности теплообменника $E_c = E_r$.

Для системы с промежуточным теплоносителем (схемы ВЖ) коэффициент тепловой эффективности этой системы связан с коэффициентами тепловой эффективности теплообменника для наддувочного воздуха E_r и теплообменника для охлаждения промежуточного теплоносителя атмосферным воздухом E_x следующей обобщенной зависимостью:

$$E_c = (xE_r^{-1} + yE_x^{-1} - z)^{-1}.$$

Эта зависимость получена путем совместного решения следующей системы частных уравнений:

$$E_c = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{x1}} a; \quad E_r = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{n2}} b;$$

$$E_r = \frac{t_{n1} - t_{n2}}{t_{r1} - t_{n2}} c; \quad E_x = \frac{t_{n1} - t_{n2}}{t_{n1} - t_{x1}} d;$$

$$E_x = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{n1} - t_{x1}} e; \quad E_c = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{t_{r1} - t_{x1}} f.$$

Здесь индексами п обозначен промежуточный теплоноситель, причем дополнительный индекс 1 соответствует его большей температуре, а индекс 2 – меньшей.

Значения коэффициентов, входящих в обобщенное и частные уравнения, зависят от соотношения водяных эквивалентов "горячего", "холодного" и промежуточного теплоносителей (табл. 13).

В качестве примера для схемы ВЖ-Нд2, когда $w_x > w_n > w_r$,

$$E_c = \left[\frac{1}{E_r} + \frac{w_r}{w_n} \frac{1}{E_x} - \frac{w_r}{w_n} \right]^{-1}.$$

Из приведенных зависимостей виден сложный и неоднозначный характер взаимного влияния показателей системы с промежуточным теплоносителем, поэтому с помощью обобщенного и частных уравнений целесообразно проводить предварительную оценку эффективности системы, а затем уточнять ее по результатам конструктивной проработки размещения и определения размеров остовов теплообменников.

Схему системы охлаждения с промежуточным теплоносителем (ВЖ-Нд2), подключенную к системе охлаждения двигателя, можно рассматривать как систему с одним воздушно-жидкостным теплообменником. Это связано с тем, что в этом случае можно принять температуру охлаждающей жидкости постоянной и не зависящей от работы системы охлаждения наддувочного воздуха. Отсюда

$$E_c = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{x1}}, \quad E_r = \frac{t_{r1} - t_{r2}}{t_{r1} - t_{ж1}}.$$

$$E_c = E_r \frac{t_{r1} - t_{ж1}}{t_{r1} - t_{x1}} = E_r (1 - \theta).$$

где $\theta = (t_{ж1} - t_{x1}) / (t_{r1} - t_{x1})$.

Таким образом, система с промежуточным теплоносителем по сравнению с системой, использующей непосредственно атмосферный воздух, требует более высоких значений коэффициента E_r для достижения одной и той же степени охлаждения наддувочного воздуха.

В большинстве случаев габаритные размеры теплообменников системы охлаждения наддувочного воздуха устанавливают из компоновочных

Соотношение водяных эквивалентов	Коэффици-		
	x	y	z
$\omega_p > \omega_x > \omega_r$	1	$\frac{\omega_r}{\omega_x}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$
$\omega_x > \omega_p > \omega_r$	1	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	$\frac{\omega_r}{\omega_x}$
$\omega_x > \omega_r > \omega_p$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$
$\omega_p > \omega_r > \omega_x$	1	$\frac{\omega_x}{\omega_r}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$
$\omega_r > \omega_p > \omega_x$	1	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$
$\omega_r > \omega_x > \omega_p$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$

соображений, связанных с их размещением на двигателе и на автомобиле с учетом взаимодействия с агрегатами системы охлаждения двигателя. При реализации схемы ВВ-Вд1, нашедшей наибольшее распространение, фронтальные размеры остова теплообменника принимают равными соответствующим размерам остова радиатора или его части, а подводящий и отводящий коллекторы ориентируют по соображениям удобства присоединения трубопроводов в горизонтальном или вертикальном направлении.

Конструктивные элементы поверхностей теплообмена обычно выбирают по аналогам, показавшим наиболее высокие результаты, что определяет наличие для этих поверхностей удобных для расчета и полученных опытным путем зависимостей. Обычно эти зависимости представляют или в критериальном виде или в виде соотношений, устанавливающих влияние массовой скорости воздуха на приведенную теплоотдачу и сопротивление остова. Наиболее эффективные и обладающие необходимой технологичностью конструктивные элементы поверхностей теплообмена применены для

ценны

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>
1	1	$\frac{\omega_p}{\omega_r}$	$\frac{\omega_p}{\omega_x}$	1	$\frac{\omega_x}{\omega_r}$
1	1	$\frac{\omega_p}{\omega_r}$	1	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_r}$
$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	1	1	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$
$\frac{\omega_r}{\omega_x}$	1	$\frac{\omega_p}{\omega_r}$	$\frac{\omega_p}{\omega_x}$	1	1
$\frac{\omega_r}{\omega_x}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	1	$\frac{\omega_p}{\omega_x}$	1	1
$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	$\frac{\omega_r}{\omega_p}$	1	1	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$	$\frac{\omega_x}{\omega_p}$

типоразмерного ряда семейства теплообменников рассматриваемого назначения. Таким образом, задачей расчета является определение по заданным фронтальным размерам и глубине остова с заданными конструктивными элементами тепловой и гидравлической эффективности теплообменника. На основании этих вариантных расчетов обычно выбирают глубину остова и уточняют предварительно выбранные конструктивные элементы. Аналогичный подход к расчету используют и для других схем системы.

Теплообменники для рассматриваемых систем в большинстве случаев реализуют перекрестный тип движения теплоносителей, в этой связи

$$E_r = \frac{1 - \exp(-\Delta)(1 - \bar{\omega})}{1 - \bar{\omega} \exp(-\Delta)(1 - \bar{\omega})}$$

где $\bar{\omega} = \omega_{\min} / \omega_{\max} = \omega_r / \omega_x$; $\Delta = KN / \omega_{\min} = KN / \omega_r$; K — коэффициент теплопередачи; N — поверхность теплообмена.

При двустороннем оребрении трубок остова и пренебрежении термическим сопротивлением стенки коэффициент K представляется в виде

$$K_r = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{o.r} a_r} + \frac{\psi_r}{\psi_x} \frac{1}{\eta_{o.x} a_x}}.$$

где $\psi = H/V$ — коэффициент компактности, характеризующий содержание теплопередающей поверхности H в единице объема остова V ; a_x — коэффициент теплоотдачи; η_o — эффективность оребренной поверхности.

Необходимые для расчета зависимости приведены в соответствующих работах по теплопередаче, в частности [4].

Другой составляющей процесса теплопередачи являются затраты энергии на перемещение теплоносителей, от относительной величины которых зависит эффективность применения системы охлаждения наддувочного воздуха.

По холодному теплоносителю затраты энергии определяются по перепаду давлений $\Delta p_x = p_{x1} - p_{x2}$, установленному для определенной массовой скорости по известным экспериментальным зависимостям.

Затраты энергии на движение горячего теплоносителя (наддувочного воздуха)

$$\sigma_c = p_{r2}^* / p_{r1}^* \approx 1 - \Delta p_r / p_{r1}.$$

Коэффициент σ_c существенно влияет не только на эффективность системы охлаждения наддувочного воздуха посредством воздействия на коэффициент $\bar{\rho}_{k.x}$, но и на режим работы турбокомпрессора. В этом отношении меньшие значения σ_c сказываются неблагоприятно на указанные условия, но одновременно и способствуют сокращению размеров теплообменника. Если система будет характеризоваться высоким значением тепловой эффективности, но низкой гидравлической эффективностью, то применение такой системы приведет к понижению температуры наддувочного воздуха без существенного увеличения его плотности. В этом случае эффект от системы будет достигнут только лишь за счет снижения температуры цикла, без повышения индикаторного КПД двига-

теля, обусловленного увеличением коэффициента избытка воздуха из-за повышения плотности воздуха.

Из приведенного ниже выражения, а также из рис. 79 видно соотношение между эквивалентными величинами ΔE_{τ} и $\Delta \sigma_{\tau}$:

$$\frac{\Delta E_c}{\Delta \sigma_c} = \left[\frac{\pi_k^{*(k-1)/k} - 1}{\eta_k^*} + 1 \right] \left[\frac{\pi_k^{*(k-1)/k} - 1}{\eta_k^*} \frac{1}{\rho_{к.х}} \right]^{-1}$$

Общие потери в теплообменнике $\Delta p_{\tau.г}$ целесообразно представить как сумму потерь давления в подводящем Δp_{r1} и отводящем Δp_{r2} коллекторах (бачках), а также остове теплообменника $\Delta p_{г.о}$ в виде

$$\Delta p_{\tau.г} = \Delta p_{r1} + \Delta p_{r2} + \Delta p_{г.о}.$$

Если потери давления выражать в долях скоростного напора в трубках (каналах) остова, то уравнение для $\Delta p_{\tau.г}$ будет представлено в форме коэффициентов сопротивления:

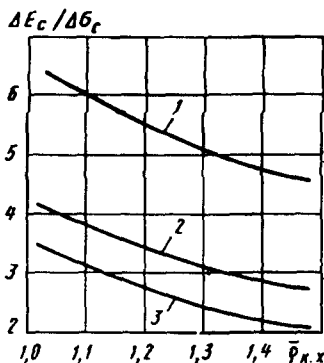
$$\zeta_{\tau.г} = \zeta_{r1} + \zeta_{r2} + \zeta_{г.о}.$$

Приведенное разделение потерь основано на том, что потери на входе и выходе из остова относятся к потерям в соответствующих коллекторах. Найденные экспериментально значения коэффициентов потерь в коллекторах (схемы ВВ-ВВ₁, ВВ-ВВ₂) могут быть приняты на основании результатов исследований аналогов теплообменников [11].

Детальные расчетные исследования теплообменников, носящие исследова-

Рис. 79. Изменение отношения $\frac{\Delta E_c}{\Delta \sigma_c}$ в зависимости от коэффициента $\rho_{к.х}$ для различных значений степени повышения давления в компрессоре π_k^* при $\eta_k^* = 0,7$:

1 - $\pi_k^* = 1,5$; 2 - $\pi_k^* = 2,5$; 3 - $\pi_k^* = 3$



тельный характер и связанные с рассмотрением большого числа конструктивных и режимных вариантов, требуют разработанных для этой цели математических моделей, решаемых с помощью ЭВМ. В результате находят оптимальные конструктивные соотношения элементов, образующих остоу теплообменника, в сочетании с подводящим и отводящим наддувочный воздух коллекторами. Конструктивные элементы выбирают с учетом производственных и технологических возможностей на основе технико-экономического анализа.

КОНСТРУКЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменники для охлаждения наддувочного воздуха изготавливают из различных металлов — медных сплавов, нержавеющей стали и алюминия, причем выбор материала зависит как от условий работы теплообменников, так и от относительной стоимости материала и оборудования. Наиболее перспективным материалом для теплообменников являются алюминиевые сплавы, поскольку их использование позволяет сочетать высокие эффективные показатели, механическую прочность и надежность конструкции с возможностью применения высокопроизводительных технологических процессов.

К конструкции теплообменников предъявляют такие общие требования: высокий ресурс работы, соответствующий ресурсу двигателей, отсутствие необходимости в обслуживании и ремонте за весь срок ресурса, компактность и технологичность.

Теплообменники из алюминия изготавливают с применением пайки, обеспечивающей образование многочисленных соединений деталей с приданием этим соединениям необходимых тепловых и механических свойств. Известны также и конструкции сборных алюминиевых теплообменников, в которых исключены паяные соединения, ребра на поверхности трубок образованы механическим путем (строгание, накатка) непосредственно из металла их стенок. Однако работы в этом направлении еще не вышли из экспериментальной стадии.

К настоящему времени сложились несколько конструкций алюминиевых паяных теплообменников, созданных с учетом согласования предъявляемых к ним функциональных требований, достигнутого уровня технологических возможностей и располагаемых материалов. К числу этих конструкций относятся: трубчато-ленточные, пластинчато-ленточные (пластинчато-ребристые), трубчато-ребристые.

Трубчато-ленточные теплообменники (рис.80,а) имеют трубки, сформованные из листа толщиной 0,3–0,5 мм, плакированного с двух сторон, причем трубки образованы либо из двух штампованных деталей и имеют два продольных соединения, либо выполнены из одной заготовки и имеют одно продольное соединение внахлестку. Последнее получило более широкое распространение. Внутри и снаружи трубок в общем случае размещают гофрированные ленты, ширина которых примерно равна ширине трубок. Ленты выполняют толщиной 0,12–0,15 мм из неплакированного алюминиевого листа. Внутренние ленты имеют для интенсификации теплообмена отверстия или местные выштамповки; необходимость внутреннего оребрения уточняется в зависимости от общей компоновки теплообменника и обосновывается вариантными расчетами.

Наружные ленты также в зависимости от условий применения теплообменника обеспечивают интенсивный теплообмен с помощью жалюзийных просечек. Выполняют их и гладкими, что может быть благоприятным при больших фронтальных размерах теплообменника, так как позволяют получить минимальное сопротивление со стороны охлаждающего воздуха. Высота канала в трубках составляет 4...6 мм, а высота гофр наружной ленты 10...14 мм. Трубки, ленты и опорные пластины образуют в совокупности остоу теплообменника. К опорным пластинам присоединены пайкой или сваркой подводящий и отводящий коллекторы, снабженные патрубками, а также детали крепления теплообменника. Область применения такой конструкции ограничена шириной трубок 60...80 мм. При необходимости может

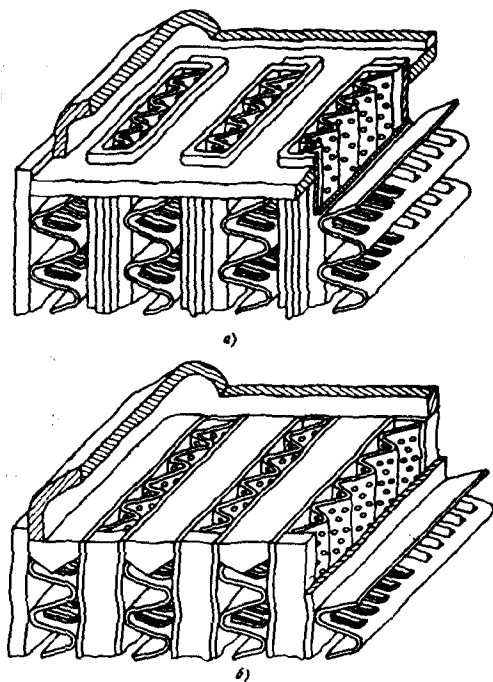


Рис. 80. Теплообменники:
а — трубчато-ленточный;
б — пластинчато-ребристый

быть принято расположение трубок меньшей ширины в несколько рядов.

Пластинчато-ленточная конструкция (рис.80,б) отличается от трубчато-ленточной тем, что не имеет ни формованных трубок, ни опорных пластин, а каналы замыкаются призматическими брусками, размеры которых соответствуют высоте оребрых лент.

Трубчато-ребристые теплообменники нашли ограниченное применение в рассматриваемой области в связи с меньшей технологичностью. Трубка этих теплообменников имеет круглую форму, наружный диаметр 8–12 мм, на их наружной поверхности по методу ВНИИМЕТМАШ образуют посредством накатки ребра толщиной 0,4–0,6 мм и высотой 8–14 мм. Концы трубок обрабатывают для образования необходимых зазоров между ними и отверстиями в опорных пластинах. Пучок трубок с опорными пластинами соединяют пайкой. Возможно также оребрение пучка трубок пластинами, соединенными пайкой с трубками.

При пайке соединение металла нагретых деталей происходит в твердом состоянии посредством проникновения в зазоры между сопрягаемыми поверхностями расплавленного припоя, который взаимодействует с металлом деталей и образует жидкую металлическую прослойку. При остывании изделия прослойка кристаллизуется.

Формирование шва при пайке определяется главным образом развитием процессов смачивания, капиллярного течения в зазорах, а также диффузии на границе твердого металла и расплавленного припоя. Взаимная диффузия компонентов основного металла в зону будущего шва и компонентов припоя в основной металл завершается образованием паяного шва соединяемых деталей.

Степень плакирования, представляющая отношение толщины одного слоя к общей толщине листа, выбирают исходя из требований к паяному соединению и возможностей производства плакированного листа. Обычно степень плакирования находится в пределах 0,08...0,15. Плакировочные слои содержат металлы, обеспечивающие необходимые качества паяного соединения.

В настоящее время пайку алюминиевых теплообменников осуществляют с применением различных методов: либо в воздушных или в вакуумных печах, по режимам, ориентировочные данные по которым приведены на рис.81.

Пайку в воздушной печи осуществляют при атмосферном давлении. Равномерное распределение температур в печи достигается направленной циркуляцией горячего воздуха, нагрев которого осуществляют с помощью электронагревателей. Для предварительной обработки флюсом сопрягаемых деталей, обеспечивающей устранение оксидных пленок с их поверхностей,

Рис. 81. Характер изменения температуры и давления при различных методах пайки:

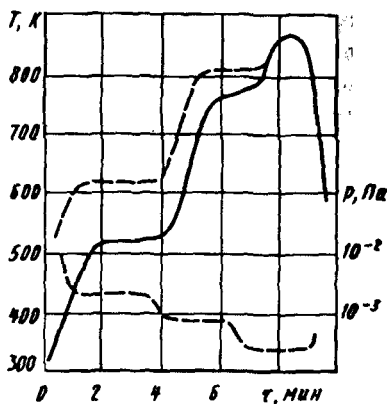
— — — — — воздушная печь; ————— вакуумная печь

требуется тщательное удаление остатков флюса после пайки во избежание коррозионных поражений при эксплуатации теплообменников.

При пайке в вакуумных печах обработка деталей флюсом не производится, т.е. осуществляется бесфлюсовая пайка. При этом экологически прогрессивном методе пайки окисная пленка удаляется путем "самофлюсования". Этот процесс развивается в результате выделения под действием вакуума и температурных условий активных компонентов, которые содержатся в припое, нанесенном на основной металл в виде одностороннего или двустороннего плакировочного покрытия.

Вакуум создается путем удаления воздуха из герметизированной камеры. В вакууме, который доводится до 10^{-4} Па, парциальное давление кислорода соответственно уменьшено и снижена его окислительная активность. В результате плавления при пайке припоя содержащийся в нем магний проникает на поверхность деталей и раскисляет окисную пленку. При удалении окисной пленки с поверхностей деталей в вакууме происходит развитие процессов диссоциации, сублимации и растворения окислов в основном металле деталей. Этим явлениям способствует также введение в камеру вакуумной печи небольшого количества магния, дополняющего действие магния, содержащегося в припое.

При вакуумной пайке имеет место преобладающее парциальное давление металлического активатора, благодаря чему разрушается окисная пленка и предотвращается окисление поверхности металла. В качестве металла активатора применяют магний, который связывает кислород, содержащийся в окисной пленке, и пары воды. Необходимость удаления паров воды обусловлена тем, что после предварительной сушки деталей при температуре 473–573 К на деталях остается вода в количестве до $2...4 \text{ мг/м}^2$. Магний преобразует кристаллическую решетку окисла в аморфную с наличием пор, по которым движется припой, соединяющий между собой поверхности деталей. Экспериментально установлено, что



наилучшие результаты получены при содержании в припое кремния 12 % и магния около 1 %. Смачиваемость поверхностей при вакуумной пайке повышается, что обусловлено образованием капиллярности в поверхностном слое припоя, а также отсутствием газовой среды. Получение качественных паяных соединений требует разрушения окисных пленок и предотвращения повторного окисления. Температура в камере вакуумной печи должна быть в пределах 868...878 К, а время выдержки изделия при такой температуре должно составлять 2...5 мин. Надежное паяное соединение может быть образовано при зазорах, не превышающих 0,3 мм, причем предпочтительным является линейный контакт сопрягаемых поверхностей.

Вакуумная пайка осуществляется в печах с несколькими действующими камерами: сушильной, подготовительной, подогревательной, паяльной и выгрузочной. Каждая камера работает при определенных температурах и вакууме (см. рис.81). Время нахождения изделий в камерах выбирают с учетом продолжительности процессов последовательных ступеней равномерного нагрева и осуществления пайки.

Качество теплообменников контролируют в процессе производства (помимо внешнего осмотра и проверки на герметичность) на специальных стендах. К числу этих стендов относятся стенды для испытаний на стойкость к механическим колебаниям, а также на стойкость к колебаниям давления и к температурным колебаниям рабочего тела. Рабочие режимы, реализуемые на этих стендах, выбирают с определенным запасом относительно возможных предельных значений режимов, имеющих в эксплуатационных условиях. Режимы выбирают таким образом, чтобы стендовые испытания имели ускоренный характер и их продолжительность позволила оперативно контролировать качество изделий и устранять выявленные недостатки в текущем производстве. Контроль качества предусматривает также определение тепловых и гидравлических характеристик теплообменников.

Глава IV. **КОНСТРУКЦИЯ, ИССЛЕДОВАНИЯ,** **ПРОИЗВОДСТВО И ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ** **АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ** **С ТУРБОНАДДУВОМ**

ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ **С ТУРБОНАДДУВОМ МАГИСТРАЛЬНЫХ АВТОПОЕЗДОВ**

Графики на рис.82 отражают совершенствование лучших показателей дизелей с турбонаддувом для магистральных автопоездов за 40 лет на период по 1988 г. (по информации изготовителей). Несмотря на условность публикуемых данных, возможное различие в методиках, неодинаковость национальных стандартов, информация подобного рода в целом более наглядно характеризует технический прогресс мирового автомобильного дизелестроения, чем другие подходы, в частности, статистический. В последнем случае инерция производства приводит к нивелированию оценок.

Выбор в качестве базиса анализа динамики показателей двигателей именно этого применения основывается на том, что их парк исчисляется многими тысячами. При быстрорастущих объемах магистральных перевозок, интенсивной конкуренции между автомобильными фирмами последние идут на крупные капиталовложения в техническое совершенствование подобных автомобилей, улучшение их технико-экономических показателей наряду с эргономическими качествами. Соответствующие затраты приводят к росту стоимости автотранспортных средств, которая в конечной мере окупается улучшением экономичности перевозок. Немаловажное значение имеют и соображения престижного характера, поскольку многие фирмы, параллельно с магистральными автомобилями и двигателями для них, изготавливают легковые автомобили, как правило, пользующиеся высокой репутацией. Это стимулирует фирмы к публикации рекордных показателей, проверяемых в однотипных условиях.

В то же время препятствия к улучшению некоторых показателей дизелей этого назначения, как, например, к их форсированию, могут преодолеваются более доступными средствами, чем для автомобилей массового производства, ввиду более разнообразного спектра нагрузочных режимов последних. В отличие от них дизели магистральных автопоездов длительно и наиболее часто эксплуатируются на режимах мощности, близкой к 90 % максимальной при частоте вращения коленчатого вала около 85-90 % номинальной. В свою очередь частотность

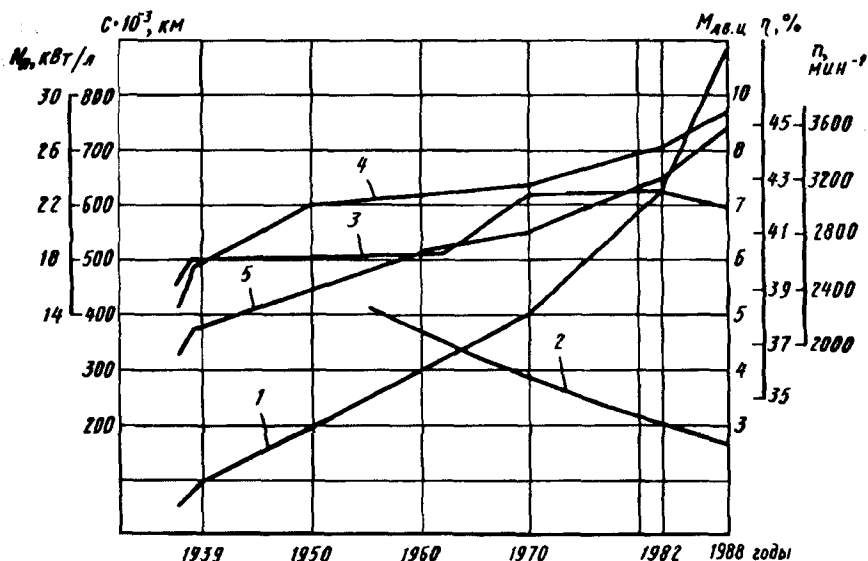


Рис. 82. Динамика изменения лучших рекламных показателей дизелей с турбонаддувом для магистральных грузовых автомобилей:

1 — ресурс до капитального ремонта; 2 — удельная масса; 3 — частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности; 4 — литровая мощность; 5 — максимальный эффективный КПД

смены режимов у двигателей магистральных автопоездов значительно меньше, чем у автомобильных двигателей других категорий. Именно отмеченные особенности применения данных автомобилей, значительно большая агрегатная мощность их двигателей по сравнению с другими двигателями, эксплуатируемыми на дорогах общего пользования, определили уже в 60-е годы преимущественное и с 70-х годов абсолютно преобладающее использование для них дизелей с турбонаддувом, более высокий его уровень, чем у других автомобилей. Отмеченные обстоятельства определяют более интенсивный прогресс лучших показателей двигателей магистральных автомобилей, к которым со значительным запаздыванием приближаются впоследствии показатели двигателей автомобилей других категорий.

Рассматривая с этих точек зрения графики (см. рис.82), можно отметить, что наиболее интенсивно улучшались показатели надежности, ресурса. Показатели последнего возросли более чем в 3 раза. Этот прогресс имел место, несмотря на снижение расхода смазочного ма-

териала как для замены, так и для компенсации "угара". Последний уменьшился по крайней мере в 3 раза. Резко снизилась и трудоемкость технического обслуживания — показатель, тесно связанный с надежностью. Интенсивно, примерно в 2 раза, повысились энергетические показатели двигателей. Это было достигнуто в основном благодаря интенсивному росту форсирования, наиболее полно характеризуемого литровой мощностью, которая для четырехтактных двигателей повысилась более чем на 40 %. Удельные массы снизились менее значительно (примерно на 30 %) ввиду роста литровых масс M_L , неизбежного при форсировании. Менее монотонно улучшался показатель топливной экономичности — минимальный удельный расход топлива. Его значение в течение первой половины рассматриваемого периода снизилось на 5 %.

Но в 70-е годы произошел скачкообразный рост топливной экономичности, вызванный энергетическим кризисом. Удельный расход топлива снизился на 7 %. Данная тенденция усилилась в 80-е годы, когда минимальный удельный расход топлива снизился еще на 7 % (до уровня, еще 10 лет назад считавшегося рекордным для судовых дизелей).

Графики (см. рис.82) также целесообразно рассмотреть с позиций обновления двигателей. Если до 60-х годов преобладала линия систематической модернизации конструкций, в своей основе сложившихся в конце 40-х годов, то в течение 60-х и 70-х годов произошла смена моделей, что привело к интенсивному улучшению показателей.

В 80-е годы рекордные результаты достигали уже на следующем поколении двигателей, хотя и конструкции, созданные в предшествующие периоды, продолжали совершенствоваться, но по топливной экономичности менее интенсивно.

Обобщенно оценивая тенденции, иллюстрируемые графиком рис.82, можно констатировать, что в течение рассматриваемого периода, несмотря на рост форсирования, был создан определенный резерв надежности, который был использован для улучшения других показателей. Созданы предпосылки дальнейшего совершенствования других показателей, поскольку ресурс, соответствующий 1 млн. км пробега, приближается к экономически оправдываемому пределу, превышение которого может оказаться нецелесообразным из-за морального устаревания конструкции и технологии за амортизационный период, превышающий 7...10 лет.

Основным фактором ускорения научно-технического прогресса двигателей являлось в 70-80-е годы широкое, а затем повсеместное применение газотурбинного наддува, повышение его эффективности. Результативность турбонаддува возрастала благодаря улучшению его эффективности,

совершенствованию рабочих процессов двигателя и процессов в топливно-подающей аппаратуре, повышению качества изготовления деталей двигателей. Решающим фактором данных достижений стал рост масштабов и результативности научно-технических исследований по всем элементам системы автомобиль-двигатель — его компоненты — производство — эксплуатация.

МЕХАНИЧЕСКАЯ И ТЕПЛОВАЯ НАПРЯЖЕННОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ, МАССА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Форсирование автомобильных двигателей путем турбонаддува, повышение их литровых мощностей до 25...30 кВт/л для грузовых автомобилей, свыше 50 кВт/л для легковых автомобилей определили рост механической нагруженности деталей двигателей. Этому способствовало стремление к сохранению высокого (более 8) отношения p_z/p_e , диктуемое необходимостью совмещать форсирование с улучшением топливной экономичности ДВС. Но рост давлений цикла происходил без значительного повышения литровых масс двигателей $M_{\text{л}} = M_{\text{дв}}/V_h$. Диапазон ее вариации для автомобильных дизелей массового производства с наиболее высоким форсированием составляет 80...90 кг/л при рядном расположении цилиндров. При V-образном расположении цилиндров удается снизить $M_{\text{л}}$ до 65 кг/л. Интересно, что даже у новейшего малолитражного двигателя с турбонаддувом для легковых автомобилей удается обеспечивать надежную работу в том же диапазоне литровых масс. Лишь у специализированных двигателей для карьерных самосвалов особо высокой грузоподъемности величины $M_{\text{л}}$ доводятся до 100 кг/л, что оправдывается стремлением к дальнейшему их форсированию при одновременном повышении ресурса до экономически оправданного уровня порядка 21 тыс. моточасов. У двигателей с наибольшей агрегатной мощностью удельная масса также возрастает в результате применения большего числа и производительности приводимых агрегатов.

Указанные уровни величины $M_{\text{л}}$ стабилизировались в течение второй половины текущего столетия, несмотря на интенсивное форсирование (кривая 1 на рис.82), поэтому удельная масса двигателей снижается в основном в результате форсирования. Следовательно, рост нагрузок на

детали происходил без увеличения их суммарной массы, ее соотношения между корпусными (35...45 %) и подвижными деталями (20...25 %) двигателей. Но существенно возросла доля массы, соответствующая агрегатам, входящим в состав двигателя, а также приводимым от него, в том числе необходимых для работы систем автомобиля.

Мало изменилось распределение массы по видам применяемых металлов. Лишь по двигателям с наддувом малого рабочего объема возросла доля массы деталей из чугунов. Использование алюминиевых сплавов взамен чугуна для корпусных деталей не получило развития несмотря на положительный опыт эксплуатации отечественных форсированных дизелей с алюминиевыми головками цилиндров и, в определенном объеме, блок-картерами. Следовательно, рост применяемости и уровней наддува привел к повышению средних и максимальных нагрузок на единицу массы деталей, чему соответствует увеличение их средней напряженности. При этом показатели надежности двигателей не только не снизились, но и опережали улучшение других параметров. Это может быть объяснено тем, что рост средней механической напряженности был компенсирован меньшей неравномерностью полей напряжений, повышением качества материалов деталей. Для обработки деталей в направлении повышения несущей способности при сохранении массы наряду с экспериментальными подходами стали значительно шире применять современные расчетные методы – метод конечных элементов (МКЭ) и сходные с ним. В 80-е годы на этой основе прогрессировало "машинное" конструирование деталей силового агрегата.

Среди путей повышения механической нагруженности деталей при улучшении их надежности и сохранении массы следует отметить расширение номенклатуры и улучшение эффективности методов локального упрочнения. В частности, значительно расширилось применение как газового, так и жидкостного азотирования таких деталей, как коленчатые валы. Дополнительным его достоинством является снижение повреждаемости шеек в результате попадания абразивов и схватывания. При данном способе упрочнения сводятся к минимуму остаточные напряжения, а потому деформации в процессе эксплуатации. Закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) также была усовершенствована в направлении вариаций нагрева в функции теплоотвода, что позволило применять ее не только для повышения износостойкости шеек, но и для упрочнения галтельных участков валов, прочность которых была также повышена путем применения комплексно-легированных сталей.

Способы уменьшения остаточных напряжений путем исключения операций холодной правки были дополнены радикальным уменьшением усилий резания

Путем освоения вначале роторного, а затем охватывающего фрезерования. Повысилась эффективность применения конструктивных и технологических концентраторов путем электроэрозионной обработки кромок в сопряжении последних, сведения к минимуму числа и "остроты" их пересечений. Для этого во многих конструкциях избегают выхода маслоподводящих каналов в облегчающие отверстия валов. Концентрация напряжений и деформации шатунов были снижены путем рациональной отработки их форм с применением МКЭ. Бесспорные преимущества дало выполнение клиновидных головок шатунов, их упрочняющих обработок.

Заметно проявляется тенденция к повышению равностойкости деталей, способствующей предотвращению роста M_L . Одной из прогрессивных тенденций выполнения изнашивающихся деталей высокофорсированных двигателей является армирование или упрочнение контактирующих поверхностей применением композиций. Вместо монолитных деталей используют составные изделия, каждый из элементов которых обладает оптимальными физическими свойствами, позволяющими повышать ресурс, в ряде случаев при улучшении технологичности. Помимо приводимых примеров по залитым в поршни кольцедержателям, составным поршням, армированным головкам цилиндров и композитным вкладышам подшипников отметим сочлененные выпускные коллекторы, разделенные головки цилиндров, применение в них вставных седел клапанов, втулок, "футорок", упрочняющих вставок в резьбовые отверстия и колец в зоны стыка с цилиндрами.

Недостаточная стойкость узла кривошипной головки шатуна в течение ряда лет лимитировала повышение надежности высокофорсированных двигателей. Следует учитывать, что отказ данного узла приводит к наиболее значительным затратам по сравнению с отказами других узлов двигателя. Изыскания по снижению деформаций кривошипной головки включали как повышение жесткости конструкции шатуна и его крышки, так и совершенствование выполнения их стыка по плотности соединения, взаимной центровке, методам затяжки соединительных болтов с контролируемой деформацией, оптимизацией "натяга" подшипников, уменьшения их рабочих деформаций, обеспечение оптимальной геометрии и микрогеометрии элементов.

Был осуществлен переход к применению сталей повышенной прочности при малой деформируемости. Первостепенную роль сыграло использование прецизионного оборудования для обработки постелей и стыков, в особенности шлифования стыковых поверхностей при их точном взаимном центрировании. Предотвращению значительных эксплуатационных деформаций

ший постелей способствовало освоение эффективной, с необходимым резервированием, защиты от завышения частоты вращения коленчатых валов.

Надежная работа подшипников коленчатого вала требует наличия в их сопряжении с шейками устойчивой пленки смазочного материала. В последние годы обеспечению этого условия для высокофорсированных дизелей уделяли большое внимание. В табл. 14 представлены расчетные и экспериментальные данные по толщине пленок смазочного материала для ряда современных двигателей. Обеспечение микронных масштабов толщин пленок немислимо без выполнения узла с высокими точностями как по жесткости и исходной геометрии, так и по микрогеометрии.

Поскольку толщина слоя зависит от вязкости смазочного материала, то ее оптимизация для данных узлов имеет важнейшее значение и достигается как за счет подбора сортов смазочного материала, предпочтительно с повышенными вязкостью и ее индексом при рабочих условиях, так и поддержанием невысокой температуры смазочного материала при использовании водомасляных радиаторов.

В последние годы у высокофорсированных дизелей ресурс данного узла доведен до высокого уровня, позволяющего рассчитывать на дальнейшее повышение нагруженности. Одним из условий уменьшения трудозатрат на профилактическое техническое обслуживание является переход на вкладыши подшипников нового поколения, позволяющие доводить давления

Таблица 14

Наименование	КамАЗ-740	СМД-62	ЯМЗ-8401	ДМ-21А	ЧН 26/26	Кам-минс В	ЯМЗ-238Д
Толщина пленки, мкм	6	4	3	5	6	1,63	3
Диаметр цилиндра, мм	120	130	130	210	260	120	130
Диаметр шатунной шейки, мм	80	85	90	145	190	69	88
Метод определения	Э	Э	Р	Р	Р	Э	Э

♦ Э — экспериментальные данные; Р — расчетные.

до уровня 80 МПа и более. Решающую роль, по фирменным данным, в обеспечении столь высокой несущей способности слоя смазочного материала, возможности избежать профилактической замены вкладышей в процессе длительной эксплуатации здесь имеет принципиально новая технология заливки бронзы на стальную ленту без нанесения подслоев, с образованием столбчатой структуры, оптимальной с точки зрения передачи усилий от антифрикционной поверхности на спинку вкладыша и его постель. Известны и высокостойкие подшипники с канавками на границе антифрикционного слоя с основой вкладышей.

Важная роль отводится наличию на антифрикционной поверхности вкладыша тонкослойного свинцово-индиевого покрытия. Его нанесение обеспечивает кратковременную работу без повреждения при дефиците смазочного материала в период пуска двигателя. При указанных микронных толщинах пленки смазочного материала важнейшее значение приобретает эффективность его фильтрации от абразивных частиц. Помимо принятия мер по устранению технологических загрязнений первостепенную роль приобретает тонкая полнопоточная фильтрация смазочного материала в фильтрах с быстросъемными картонными элементами. Повышению срока их службы, эффективности способствует предложенное в НАМИ включение в контур системы фильтрации частично-поточных центрифуг.

Отмеченный комплекс мер позволил несмотря на рост форсирования двигателей систематически увеличивать интервал до смены смазочного материала и фильтрующих элементов, доводить его в ряде случаев до 30 000...40 000 и даже 100 000 км пробега автомобилей. Рост давлений рабочего цикла двигателя, в том числе давления p_c , приводит к тенденции интенсификации граничного трения в сопряжениях поршневых колец с цилиндрами, ускорению их изнашивания. Для современных дизелей с турбонаддувом это в значительной мере компенсируется как повышением износостойкости контактирующих поверхностей, так и улучшением геометрии цилиндров и приближением их к идеальной форме круглого цилиндра. Подобные результаты при применении современной технологии достигаются совершенствованием силовой схемы блока цилиндров с минимизацией напряжений изгиба, равномерной передачей усилий от головок цилиндров к крышкам коренных подшипников.

Снижению граничного трения в сопряжениях цилиндра с поршнями способствует также повышение подъемной силы пленки смазочного материала в результате подбора его вязкости, обеспечения оптимальной рабочей температуры, совершенствования геометрии юбки поршня. Опыт

УТМЗ показывает рациональность системы равномерного охлаждения опорного бурта цилиндров. Положительные результаты могут ожидать от слоистых композиций, в том числе с металлическими и неметаллическими покрытиями.

На данном этапе развития техники отмеченный комплекс мероприятий позволяет достигнуть ресурс работы поршневых колец до их замены, соответствующий 250 000 км и более пробега магистральных автомобилей с дизелями с турбонаддувом. Но возможности дальнейшего улучшения данного показателя имеются, например, путем увеличения толщины хромового покрытия поршневых колец. Изнашивание цилиндров при применении совершенных воздухоочистителей оценивается долями микрометров на 1000 моточасов.

Обеспечению высокой стойкости головок цилиндров при росте форсирования способствовало снижение максимальных температур рабочего тела благодаря росту α при сохранении высокого η_i . Наряду с этим применяли эффективные меры к интенсификации охлаждения поверхностей, обтекаемых охлаждающей жидкостью. Но большое значение имели и совершенствование силовой схемы соединения собственно головок и их сопряжения с блоками цилиндров, равномерное уплотнение газового стыка, достигаемое в современных конструкциях, как правило, с использованием металлических прокладок. Это успешно сочетается с полимерными уплотнителями отверстий для циркуляции через блоки цилиндров и головки охлаждающей жидкости. Но для обеспечения достаточной стойкости головок цилиндров потребовалось их изготовление из материалов высокой прочности. Для головок из сталей чугунов предел прочности вырезанных из деталей образцов, испытанных на разрыв, доводят до $\sigma_v = 250 \dots 300 \text{ Н/мм}^2$. Имеется ряд примеров

производства головок из высокопрочных чугунов с шаровидной формой графита. Комплекс указанных и подобных им мер позволил устранить трещины перемычек между гнездами клапанов и форсунками форсированных дизелей, создать резервы роста нагружаемости.

Эффективными решениями по повышению стойкости поршней до уровня форсирования, соответствующего поршневой мощности более 35 кВт/дм^2 , являются армирование канавок "нирезистовыми" упрочняющими вставками, а в последнее время — керамическими волокнами. Но при более высоких уровнях форсирования приходится упрочнять поршни путем перехода на композитные конструкции с тронками из алюминиевых сплавов, отработанные, в частности, на УТМЗ для высокофорсированных дизелей ДМ

(рис. 83). Головки подобных поршней изготавливают из стали или высокопрочных чугунов.

В последнее время выявилась необходимость упрочнения поверхностей бобышек алюминиевых поршней, контактирующих не только с поршневыми кольцами, но и поршневыми пальцами. Эту задачу решают путем установки бронзовых втулок в бобышки. Введение втулок необходимо также и для составных поршней с шарнирными соединениями головок с тронками, область применения которых пока ограничивается высокофорсированными двухтактными дизелями, но интерес к ним проявляется и для использования в области высокооборотных моделей.

Повышение эффективности систем турбонаддува, в частности турбокомпрессоров, представляет важнейший фактор улучшения надежности, роста ресурса автомобильных двигателей рассматриваемого класса. В свою очередь, потребность в повышении КПД возрастает по мере снижения температуры отработавших газов ввиду уменьшения их работоспособности. Испытания автомобильных двигателей с турбонаддувом последнего поколения показали возможность обеспечения высокого перепада давлений $p_k - p_T$ и соответственно положительной работы участка насосных ходов при $T_T = 850$ К. Температурный перепад между рабочим телом и стенками камеры сгорания в этих условиях оказывается относительно небольшим, что упрощает решение задач ограничения температурных напряжений.

Подобное совершенствование турбокомпрессоров стало возможным благодаря широкомасштабным исследованиям в области конструкции и технологии этих агрегатов, включая подготовку сплавов и заготовок, а на завершающих этапах исследований — устранению отрывов потоков от стенок каналов.

Рассматривая возможность повышения износостойкости деталей и узлов двигателей с наддувом, обеспечения их высокого ресурса в условиях растущего формирования, нельзя не под-

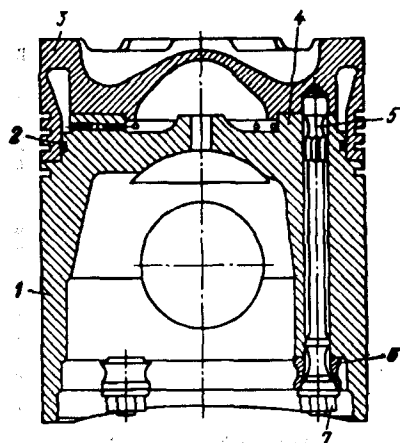


Рис. 83. Составной поршень дизелей ДМ:

1 — тронк; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — головка поршня; 4 — плоский стык; 5 — шпилька; 6 — футорка; 7 — гайка

черкнуть значение повышения качества, точностей технологического оборудования при одновременном снижении трудоемкости изготовления.

Первостепенную роль здесь играет широкое использование возможности кооперации, развития и укрепления систем специализированных производств с мощными инженерными службами и исследовательскими подразделениями. Положительными примерами из отечественной практики подобного рода являются деятельность Ярославского ПО "Дизельаппаратура", Одесского предприятия "Кольцо" (по поршневым кольцам), Челябинского автомеханического завода по клапанам и др.

В результате деятельности этих и подобных им отечественных и зарубежных фирм не только повысилось качество деталей, узлов, но, кроме этого, разработчики двигателей высвобождены от выполнения соответствующих изысканий, концентрируют усилия на решении задач совершенствования деталей, пока не охваченных системой специализированных производств.

В улучшении протекающих в двигателях с турбонаддувом процессов в последнее время все более активную роль также приобретают специализированные исследовательские фирмы, располагающие не только кадрами и специализированным оборудованием, но и возможностью воспроизводства и совершенствования последнего. Тем не менее задача повышения ресурса турбокомпрессоров поколения 70-х годов была решена неполностью.

Наиболее характерные данные по отказам турбокомпрессоров для шестицилиндровых дизелей со средним турбонаддувом с $iV_h = 12$ л применительно к условиям магистральных перевозок приведены на рис. 84. Из его рассмотрения видно, что с вероятностью безотказной работы в 90 % ресурс турбокомпрессоров в выборке, исчисляемой сотнями экземпляров двигателей, обеспечивает пробег автомобилей в 150 000 км, чему соответствует наработка двигателя около 3000 моточасов. Средний ресурс составляет 300 000 км пробега или 6000 моточасов. По безотказности и ресурсу турбокомпрессоры в интервале пробегов автомобилей до 100 000 км не уступают

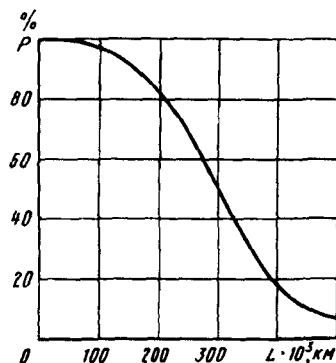


Рис. 84. Вероятность безотказной работы турбокомпрессоров в функции пробега L магистральных автомобилей с дизелями, имеющими средний турбонаддув

узлу подшипников коленчатого вала и деталям цилиндропоршневой группы. Такое же соотношение сохраняется и в интервалах пробега автомобилей 200 000... 300 000 км, а также при больших наработках. Однако в интервале 100 000...200 000 км относительная безотказность турбокомпрессоров оказывается значительно меньшей по сравнению с сопоставляемыми узлами двигателей. Отсюда вытекает целесообразность профилактического контроля турбокомпрессоров после пробега автомобилей в 160 тыс. км. Последующая отмена данной рекомендации может быть оправдана повышением надежности турбокомпрессоров, относительно малой стоимостью устранения отказов турбокомпрессоров по сравнению со стоимостью устранения отказов сопоставляемых узлов. Для их предотвращения формируют интервал, соответствующий пробегу автомобиля до профилактики и при необходимости замены высоконагруженных вкладышей подшипников кривошипных головок шатунов. Очевидна целесообразность совместного проведения соответствующих операций и ревизии турбокомпрессоров в сочетании с заменой фильтрующих элементов и смазочного материала регулировкой форсунок.

Последующие партии дизелей данного типа, поставлявшиеся в СССР, как и дизелей, эксплуатируемых за рубежом, имеют высокие потребительские качества, о чем, в частности, свидетельствует организация в США их серийного выпуска с 1988 г. Соответствующий коммерческий успех возможен лишь при условии достижения показателей форсирования, ресурса, износостойкости дизелей с турбонаддувом американских конструкций современного поколения с литровыми мощностями до 25 кВт/л, пробегом автомобиля, приближающимся к 1 млн. км в условиях автомагистральных перевозок. Это эквивалентно наработке, равной 16 000... 20 000 моточасов.

После завершения конструктивной и технологической доработки выход из строя перечисленных трех групп механизмов форсированных двигателей, на которые приходилась большая часть отказов, стал относительно редким.

Иногда проявляющимся фактором выхода из строя является попадание в сопряжения механизмов абразивных частиц, в основном из атмосферного воздуха, а также отделяющихся от деталей силового агрегата в процессе его длительной работы и изнашивания.

В условиях применения высокоэффективных регулярно проходящих техническое обслуживание систем фильтрации воздуха, смазочного материала и топлива интенсивность изнашивания базовых деталей, элементов современных высокофорсированных дизелей, таких, как шейки коленчатого вала и цилиндры, находятся, соответственно, на уровне 0,1 и 0,2 мкм на

1 дм диаметра и 1000 моточасов наработки. Таким образом, достижимый в условиях эксплуатации ресурс этих деталей значительно превышает установленный ресурс двигателей.

Это позволяет считать полностью устраненным отмечавшееся в первые годы эксплуатации дизелей автомобильного и тракторного назначений с турбонаддувом понижение износостойкости деталей силового агрегата, как и их недостаточная безотказность. В большой степени устранению отмеченных относительных недостатков способствовало повышение эффективности систем турбонаддува и взаимосвязанное с этим снижение температурной напряженности деталей двигателей и турбокомпрессоров. О последнем свидетельствует незначительная (в пределах 1 %) доля простоев двигателей ДМ и Пилстик РА4 с современными турбокомпрессорами РТД230 в интервале наработки в карьерах 4000 моточасов. Реальность подобного достижения подтверждается и опытом эксплуатации в СССР партий таких двигателей.

Турбокомпрессор в автомобильных двигателях с наддувом уже к концу 70-х годов перестал быть агрегатом, лимитирующим ресурс двигателя. Об этом свидетельствуют данные по соотношению "первичных" (до ремонта) отказов данного агрегата Т с отказами деталей цилиндропоршневой группы Ц и подшипников кривошипной головки шатуна Ш. По данным выборки около 200 двигателей Т-0,4; Ц-0,025; Ш-0,07. Но после ремонта, проводимого в условиях эксплуатации, ряд имеет вид: Т-1; Ц-0,3; Ш-0,5. Таким образом, если "первичные" отказы турбокомпрессоров возникали чаще, чем два других характерных вида отказов механизма двигателей, то в процессе длительной эксплуатации разница нивелируется. Экономика устранения отказов перестраивается в направлении увеличения относительных преимуществ турбокомпрессоров. Однако ее анализ, в целом, свидетельствует о том, что ремонт, осуществляемый в условиях эксплуатации по совокупности материальных затрат, невыгодно отличается от заводского ремонта, проводимого фирмами-изготовителями двигателей и их агрегатов. Этим оправдывается развивающаяся в 80-е годы концепция изменения системы технической эксплуатации в направлении замены профилактического обслуживания систематическим диагностированием в эксплуатации до установленного уровня параметров.

По совокупности уровней максимальных нагрузок, частоты смены режимов, вариации температур окружающей среды и ее загрязненности функционирование двигателей карьерных автомобилей-самосвалов протекает в значительно более тяжелых условиях по сравнению с магистральными перевозками. Малые технические скорости автомобилей,

длительная работа на холостом ходу **дают возможность** оценивать ресурс двигателей этой группы в моточасах.

Для двигателей, используемых на карьерных автомобилях в нашей стране, достигнутый к концу 80-х годов средний ресурс варьирует от 11 000 моточасов при $D_{ц} = 140$ мм до 18 000 моточасов при $D_{ц} = 210$ мм.

В процессе длительной эксплуатации большинства моделей двигателей данной группы осуществляется так называемая "регламентная" переборка с ревизией и заменой (при необходимости) вкладышей шатунных подшипников коленчатого вала, поршневых колец, узлов топливной аппаратуры, турбокомпрессоров. Нароботка последних до замены подшипников ротора и его уплотнительных колец в течение 80-х годов возросла от 3 000 до 4000...10 000 моточасов, причем возможности дальнейшего совершенствования не исчерпаны. Встречавшиеся ранее отказы в виде трещин газоприемных корпусов турбин устранены. Немаловажную роль здесь сыграло повышение КПД системы турбонаддува и соответственно снижение температуры выпускных газов.

Среди элементов, комплектующих системы турбонаддува, наиболее надежными оказались холодильники наддувочного воздуха и регуляторы скорости непрямого действия, что объясняется небольшими усилиями, действующими на звенья и сопряжения механизма. До высокого уровня безотказности доведены головки цилиндров, в том числе отлитые из алюминиевых сплавов. Как отмечено, освоение составных поршней позволило поднять уровень их надежности до уровня, соответствующего ресурсу двигателей. После внедрения таких поршней, освоения усовершенствованных головок цилиндров отказы двигателей вследствие чрезмерной тепловой напряженности практически прекратились.

Благодаря совершенствованию конструкции и технологии изготовления деталей, в первую очередь силового механизма, системы защиты двигателя от превышения допускаемой частоты вращения коленчатого вала удалось свести к минимуму случаи схватывания подшипников коленчатого вала при микронных толщинах слоя смазочного материала.

Единичные (в пределах 5 % от парка, исчисляемого многими сотнями) случаи простоя карьерных автомобилей вследствие неисправностей высокофорсированных дизелей РА4-185 типоразмера 8ЧН 18,5×21 обусловлены редкими дефектами как производственного, так и эксплуатационного происхождения. Распределение простоев автомобилей, вызываемых отказами агрегатов или систем по отечественным двигателям типа "ДМ" за 4 года их эксплуатации, было характерно большей (свыше 30 %) долей, соответствующей выходу из строя турбокомпрессоров, а

также топливной аппаратуры и других изделий, поставляемых для комплектации двигателей. Но в последнее время, в основном благодаря переходу на использование высокоэффективных турбокомпрессоров нового поколения (PTD-230), количество как их отказов, так и отказов деталей двигателей резко сократилось, величина коэффициента технической готовности крупного парка автомобилей, эксплуатируемых в разнообразных, но тяжелых условиях, повысилась до уровня, превышающего 90 %.

Достигнутые износостойкость деталей, ресурс высокофорсированных путем турбонаддува автомобильных двигателей, приближающийся к 20 тыс. моточасов, соответствует ресурсу агрегатов шасси автомобилей. Поэтому экономически оправдано не дальнейшее увеличение ресурса, износостойкости, а повышение безотказности, снижение трудоемкости технического обслуживания. Но еще более актуальным представляется реализация передовыми фирмами, в том числе УТМЗ, резервов роста нагружаемости деталей для сохранения высокой надежности в условиях дальнейшего форсирования двигателей, роста давлений рабочего цикла, благоприятно сказывающегося на топливной экономичности. Опыт отработки и эксплуатации автомобильных дизелей с турбонаддувом, особенно высоким, показал, что отмеченные хорошие результаты по надежности, форсированию, топливной экономичности достижимы при условии обеспечения эффективного фирменного сервиса.

Это относится как к деталям силового агрегата, так и к агрегатам, в первую очередь, турбокомпрессору и топливной аппаратуре. Для них следует предусматривать заводской ремонт с применением технологии, обеспечивающей условия работы сопряжений, не уступающие реализуемой при изготовлении новых агрегатов. Необходимы также достаточное снабжение запасными частями, замена которых регламентирована заводами, использование высокосортных смазочных материалов и очищенных топлив. Должна быть достигнута стабильность рабочей вязкости смазочных материалов. Тенденция к уменьшению толщин пленок смазочного материала в сопряжениях силового механизма двигателей с наддувом определяет необходимость повышения требований к качеству его фильтрации [10]. Это относится как к воздуху, где особое внимание должно обращаться на обеспечение герметичности подводящего к компрессору тракта, так и к смазочному материалу и топливу.

Первостепенное значение приобретает очистка деталей двигателя от технологической "грязи".

Опыт эксплуатации двигателей с наддувом выявил необходимость повышения моторных качеств смазочных материалов. Протекание процессов в двигателях с наддувом ужесточает условия работы и интенсифицирует

процесс старения смазочного материала. Поэтому применение в дизелях с наддувом смазочных материалов, рекомендуемых для моделей без наддува, сопровождается интенсивным срабатыванием присадок, ухудшением моющих, противоизносных и антикоррозионных свойств в процессе их длительной работы, приводит к повышенному загрязнению деталей цилиндропоршневой группы нагаром и лаком, закоксовыванию колец, изнашиванию деталей.

Другим следствием применения смазочных материалов, не соответствующих условиям работы двигателя с наддувом, является аварийное разрушение выпускных клапанов из-за твердых отложений на фасках. Все это в комплексе может резко снижать надежность работы дизелей с наддувом. Поэтому к моторным смазочным материалам таких дизелей, особенно с высоким наддувом, предъявляются более жесткие требования и, в первую очередь, в отношении их моющих и противоизносных свойств. Для этого в состав смазочных материалов вводят композиции эффективных присадок, улучшающих указанные эксплуатационные характеристики и обеспечивающих необходимый щелочной "резерв" для нейтрализации сернистых и других агрессивных соединений в продуктах сгорания топлива.

Наиболее типичными нарушениями в работе современных дизелей с наддувом от применения смазочного материала, не отвечающего требованиям двигателей этого типа, являются:

повышенное накопление нагара в кольцевых канавках и перемычках поршня, ведущее к заклиниванию (пригоранию) колец, а также натирам и задирам на цилиндре. Вероятность данного дефекта резко снижается при установке поршневых колец трапециевидного сечения;

интенсивное срабатывание присадок и снижение щелочного резерва ниже допустимого уровня, интенсифицирующее коррозионное изнашивание деталей цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма;

увеличение изнашивания высоконагруженных деталей двигателей и механизма газораспределения;

коррозия подшипников коленчатого вала с основным антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы;

полирование цилиндров, вызываемое трением между углеродистыми отложениями на головке поршня и поверхностью цилиндра.

С учетом этого в нашей стране для современных дизелей с наддувом разработаны смазочные материалы группы Γ_2 (при невысоком наддуве) и высококачественного масла группы Д (при высоком наддуве, тяжелых условиях эксплуатации, топливе с высоким содержанием серы).

Масла группы Γ_2 : М-8- Γ_2 , М-10- Γ_2 , М-8Г Γ_2 (к), М-10Г Γ_2 (к) – выпус-

каются по ГОСТ 8581-78, а масла группы Д: М-8Д(м), по ТУ 38.101062-85, М-10Д(м), по ТУ 38.101783-85.

В зарубежной практике для автомобильных двигателей с наддувом применяют масла III серии или относящиеся к классу CO по спецификации API (например, Мобил Дельван 1330-SAE-30 классы CD).

Таким образом, для двигателей с наддувом должны применяться более совершенные специализированные как материалы для изготовления деталей, так и материалы, расходуемые в процессе эксплуатации, в частности смазочные.

ДИЗЕЛИ СЕМЕЙСТВА ЧН 13/14 И ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ

Двигатели с турбонаддувом, имеющие эти близкие к ним размеры цилиндров, впервые были освоены в нашей стране ЯМЗ. Впоследствии их выпуск на ЯМЗ нарастал. За рубежом в течение 70-х и 80-х годов было освоено производство ряда конструкций высокофорсированных дизелей данной группы, вначале с V-образным расположением восьмицилиндровых при угле развала 90°, а затем и шестицилиндровых модификаций с расположением цилиндров в один или два ряда. Первоначально планировалось использование дизелей ЧН 13/14 для автомобилей большой грузоподъемности. Но затем оно распространилось и на освоенные Алтайским моторным заводом тракторные дизели 6ЧН 13/14. Новейшими образцами двигателей с этими размерами цилиндров являются дизели Детройт Алисон серии "60", производство которых начато в 1987 г. Применение турбонаддува еще на начальных этапах конструирования дизелей 13/14 было учтено при выборе пропорций силового механизма, общей компоновки с возможностью размещения турбокомпрессора в развале блока цилиндров. Выбор был определен результатами расчетных и экспериментальных исследований.

В начале 60-х годов задача специализированной обработки дизелей для удовлетворения систематически повышающихся требований к ресурсу, надежности при одновременном росте форсирования еще не была поставлена, поскольку четырехтактные двигатели ЯМЗ были применены взамен и параллельно с менее мощными двигателями предыдущего поколения, которыми оборудовались серийно выпускавшиеся в тот период автомобили. Их большой парк при ограниченной в тот период сети усовершенствованных автодорог определял невысокую интенсивность транспортных потоков, непрактичность резкого увеличения энергооборуженности большегрузных автомобилей.

Однако в начале 60-х годов возникла необходимость быстрого создания на базе двигателей 8Ч 13/14 дизелей с турбонаддувом для энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторов [3]. Имелось в виду обеспечение необходимой мощности при длительном нагружении в условиях пониженной частоты вращения коленчатых валов по сравнению с автомобильными моделями. Первые образцы турбокомпрессоров для этих дизелей имели роторы диаметром 130 мм, относительно невысокую приемистость. Но применительно к условиям эксплуатации тракторов это не оказалось существенным недостатком. Компонувочная схема дизелей типа 8ЧН 13/14 с турбонаддувом и по настоящее время сохраняет свою целесообразность (рис.85). Литровая масса двигателя с турбонаддувом относительно невысока (79 кг/л). Этим определилась неизбежность активной работы по рациональному распределению масс среди компонентов конструкции с усилением отдельных элементов в результате их упрочнения, иногда локального увеличения массы за счет сокращения массы других элементов.

На рис.86 приведена конструктивная схема системы турбонаддува дизелей 8ЧН 13/14 первого поколения. Как видно, турбокомпрессор прикреплен к кронштейну, опирающемуся на картер маховика, сзади цилиндров. Его ось лежит в плоскости симметрии двигателя. Вход выпускных газов в разделенный на две эквивалентные части входной аппарат турбины осуществляется через два тангенциально ориентированных патрубка, которые посредством сильфонов соединяются с выпускными коллекторами каждого из рядов цилиндров. Вследствие неравномерного чередования работы цилиндров каждого ряда восьмицилиндрового двигателя данная схема питания турбины не может быть отнесена к импульсным, поскольку возмущения потоков от двух цилиндров каждого ряда накладываются друг на друга. Данная особенность восьмицилиндровых двигателей с "крестообразным" расположением кривошипов коленчатого вала неблагоприятна с точки зрения обеспечения равномерности газообмена разных цилиндров, а потому и надежности двигателя. Приходится применять меры по ослаблению данного недостатка за счет изменения газопроводов. Воздух в компрессор входит через изогнутый патрубок, сжатый воздух выходит во выпускные коллекторы через два патрубка, переходящие в два улиткообразных воздухоотборника компрессора.

У двигателей ЧН 13/14 первого поколения, устанавливавшихся на тракторах "Кировец", уровень форсирования был невысоким ($p_e = 0,78$ МПа; $N_{\lambda} = 11$ кВт/л). Условия эксплуатации, нагрузочные режимы

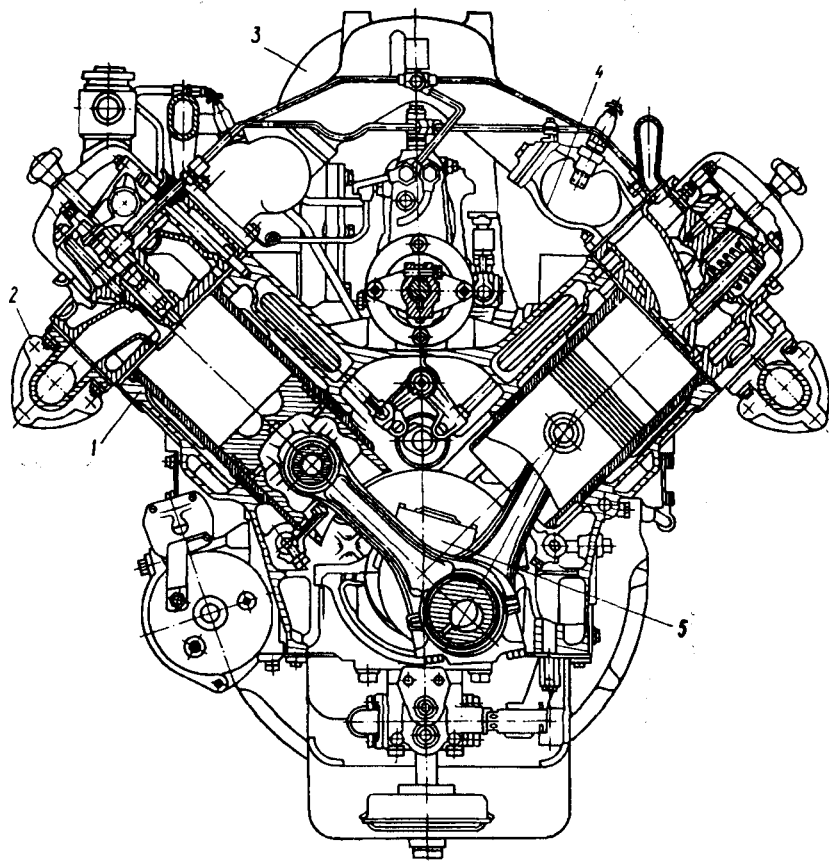


Рис. 85. Общий вид дизелей 8ЧН 13/14 (поперечный разрез):
 1 — блок цилиндров; 2 — коллектор системы выпуска; 3 — турбокомпрессор; 4 — коллектор системы впуска; 5 — коленчатый вал

оказались значительно более тяжелыми по сравнению с имевшими более высокую литровую мощность дизелями, применявшимися на автомобилях. В период пахоты тракторные двигатели длительно работают при нагрузках, близких к максимальной, в условиях большой запыленности, часть сезона при высоких температурах. В зимнее время тракторы также интенсивно эксплуатируются. Организация эффективного сервиса многих групп тракторов на огромных пространствах восточных регионов страны вызвала немалые трудности, которые были преодолены.

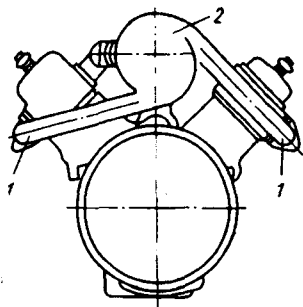
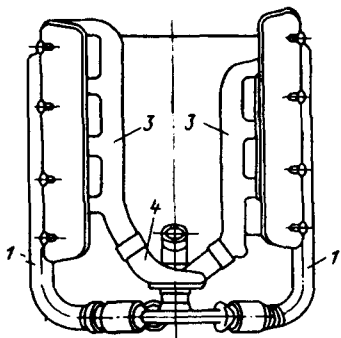


Рис. 86. Схема системы турбонаддува дизелей 8ЧН 13/14 первых поколений:
1 — коллектор системы впуска; 2 — корпус-улитка турбины; 3 — коллектор системы впуска; 4 — воздухохранилище компрессора



При низком турбонаддуве дизелей 8ЧН 13/14, характеризуемом $\pi_k = 1,5$, использование еще несовершенных турбокомпрессоров первого поколения позволило существенно повысить топливную экономичность на номинальных режимах, примерно на 5 %, резко уменьшить "жесткость" рабочего процесса, что характеризуется снижением скорости нарастания давления на 40 %, уменьшением тепловой напряженности деталей, о чем свидетельствует уменьшение температур выпускных газов на 60 К.

Таким образом, протекание рабочего процесса в результате наддува существенно улучшилось. Однако уровень максимальных давлений цикла p_z возрос почти на 20 %, соответственно увеличивались нагрузки на детали силового агрегата, повысилась их механическая напряженность.

В условиях массовой эксплуатации нагруженность часто дополнительно увеличивалась завышением топливоподачи в процессе регулирования топливной аппаратуры. Вероятность подобных перегрузок должна учитываться при отработке дизелей с турбонаддувом в условиях массового применения. Период освоения дизелей 8ЧН 13/14 совпал с развитием фирмой крупномасштабных работ по повышению ресурса двигателей всех моделей. Эффект от совершенствования дизелей 8ЧН 13/14 проявлялся быстрее, чем у других моделей, расход топлива на единицу наработки был меньше. Поэтому, учитывая создание фирмой сети опорных пунктов эксплуатации дизелей 8ЧН 13/14, они стали базовой моделью всего семейства дизелей ЧН 13/14 и в первую очередь форсированных моделей семейства.

Перечислим основные направления конструктивных, технологических и эксплуатационных мероприятий, направленных на улучшение потребитель-

ских качеств, повышение надежности дизелей ЧН 13/14, в преобладающей части распространенные на все модели семейства:

- совершенствование турбокомпрессоров и других элементов систем турбонаддува;

- повышение несущей способности деталей путем использования материалов повышенной стойкости и применения эффективных методов упрочнения;

- снижение концентрации напряжений;

- уменьшение остаточных напряжений, возникающих в ходе технологических процессов;

- предотвращение кавитационных и коррозионных разрушений;

- снижение изнашивания пар трения;

- уменьшение отклонений деталей от идеальных геометрических форм, в особенности по сопряжениям, разделяемым пленками смазочного материала;

- улучшение качеств моторных смазочных материалов и их фильтрации;

- стабилизация рабочих процессов, в частности, благодаря стабилизации надпоршневого зазора;

- совершенствование системы фирменного сервиса, отработка и внедрение мероприятий по повышению качества ремонта.

Впоследствии был осуществлен переход от турбокомпрессоров первого поколения (ТКР 13) к турбокомпрессорам типоразмера ТКР 11, имеющим меньший диаметр рабочих колес (110 мм вместо 130 мм), а потому значительно более высокую приемистость при более высоком КПД по сравнению с исходными образцами. Освоены сильфонные соединения выпускных коллекторов с турбиной турбокомпрессора. Жесткость и прочность блока цилиндров были повышены в результате следующих мероприятий:

- изготовления крышек коренных подшипников из ковкого чугуна вместо легированного;

- внедрения соединения крышки коренных подшипников с верхней частью картера двумя вертикальными болтами и двумя горизонтальными стяжными болтами взамен соединения с четырьмя вертикальными болтами.

Осуществленное таким образом силовое замыкание блока цилиндров резко снизило его деформации в процессе работы, повысило допустимые нагрузки более чем на 20 %. Особенно важным было уменьшение растягивающих напряжений в поперечных стенках блока цилиндров более чем в 2 раза.

Большое влияние на ресурс цилиндропоршневой группы форсированного дизеля оказывает минимизация отклонений рабочей поверхности цилиндра

от идеальной геометрической формы, в первую очередь, снижение монтажных деформаций гильз. Это было достигнуто путем введения вместо соединения бобышек 1 по поперечным ребрам 2 (рис.87), кольцевого ребра 2 (рис.88), соединившего бобышки 1 для крепления головки цилиндров, что уменьшило монтажные деформации более чем на 30 %. Принципиальное значение имело введение обработки упорной поверхности гнезда блока цилиндров, сопрягаемого с торцом гильзы цилиндров, резом с перпендикулярным оси его вращения движением в процессе резания. Это позволило уменьшить зазор между нижним поясом гильзы цилиндров и направляющей поверхностью блока почти в 3 раза, резко снизить склонность к кавитационному разрушению гильзы и блока. Но радикальное решение задачи предотвращения кавитации было достигнуто введением антикавитационного кольца из синтетического каучука, расположенного над уплотнительными кольцами нижнего пояса сопряжения гильзы с блоком цилиндров.

Несмотря на благоприятные с точки зрения надежности пропорции размеров деталей кривошипно-шатунного механизма, характеризующиеся, в частности, высоким значением относительного межосевого расстояния $L_{ц}/D_{ц} = 1,54$, доработка коленчатого вала по надежности вызвала немалые трудности. Они были преодолены путем реализации комплекса конструктивных и технологических мероприятий. Среди них заслуживает внимания снижение припусков и резкое уменьшение усилий резания, а потому остаточных напряжений благодаря применению гибки заготовок перед штамповкой, освоению фрезерования шеек и щеك многолезвовой фрезой, измен точения, нагреванию вала в процессе термообработки в вер-

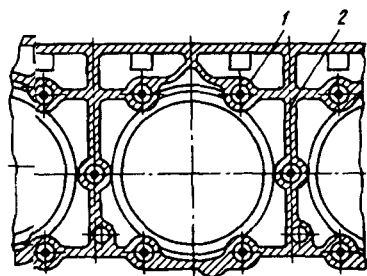
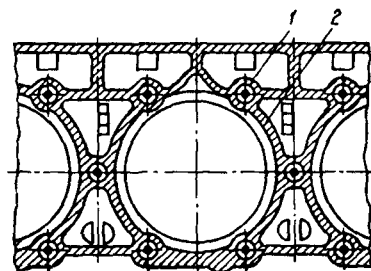


Рис. 87. Исходная конструкция блока цилиндров дизеля 8ЧН 13/14:

1 — бобышки силовых шпилек; 2 — верхний силовой пояс

Рис. 88. Измененная конструкция блока цилиндров дизеля 8ЧН 13/14:
1 - 2 - то же, что и на рис. 87.



тикальном состоянии, применению операции упрочнения галтелей накаткой роликами, оптимизации затупления кромок каналов для смазывающего материала, предотвращению концентраторов напряжений в области заглушек отверстий, облегчающих шатунные шейки и осуществляющих центробежную очистку смазочного материала. Первое из этих мероприятий позволило также устранить перерезание волокон заготовки при механической обработке вала. Была исключена правка коленчатых валов в ходе технологического процесса. Это в сочетании с уменьшением усилий резания дало возможность свести к минимуму остаточные напряжения в элементах коленчатого вала. Немаловажным было также увеличение диаметров шеек, сочетаемое с переходом на тонкостенные сталебронзовые подшипники с покрытием свинцово-оловянным сплавом, заготовки которых стали изготавливать непрерывным методом, что резко повысило их несущую способность. Усталостная прочность валов была также повышена в результате использования стали электрошлакового переплава.

Указанный комплекс мероприятий значительно повысил запас прочности коленчатых валов, практически ликвидировал их разрушения.

В последние годы ранее реализованный комплекс мероприятий был дополнен введением азотирования, которое не только дополнительно повысило эффективность упрочнения, но и резко уменьшило вероятность разрушения поверхностей при схватывании коленчатого вала. В конечной мере запас прочности по испытаниям на усталость коленчатого вала был доведен до уровня более двух, позволяющего ставить вопрос о дальнейшем форсировании двигателей данного семейства. Вследствие роста нагруженности из-за наддува дизелей потребовалось осуществить комплекс мероприятий по повышению надежности шатунов. Характерным для шатунов является повышенное по отношению к другим деталям отношение среднего напряжения к максимальному. Помимо

применения более легированной стали 40ХНМА были реализованы мероприятия по устранению концентрации напряжений, вызываемых абразивной обработкой облоя, а также галтельных участков крышек нижних головок шатунов. Были внедрены операции упрочнения шатунов путем наклепа дробью в сочетании с электрохимическим полированием. Это позволило также повысить как прочность, так и вероятность выявления поверхностных дефектов, являющихся концентраторами. Большое внимание было уделено улучшению геометрии постелей подшипников кривошипной головки шатуна. Уменьшению их деформации способствовал переход на более крупные шлицы с углом 90° , тщательное снятие заусениц со стыковых поверхностей вращающимися металлическими щетками, введение операции неоднократного предварительного обжатия шлиц до окончательной механической обработки.

Простейшее решение проблемы образования заусениц при сопряжении торцов двух соседних шатунов было найдено путем применения операции шлифования с малым припуском торцов вдоль стыка головки. Немаловажным достижением явилась отмена стопорения болтов крепления кривошипной головки, достигнутая в результате повышения точностей резьбы, обеспечения оптимальных податливости болтов и усилий их затягивания. Прочность и жесткость узла поршневой головки шатуна повышаются путем перехода от толстостенной монолитной втулки к тонкостенной, "свертной", биметаллической.

Б конечной мере реализация данного комплекса мероприятий привела к практически полному устранению случаев разрушений шатунов, подкрепила постановку вопроса о дальнейшем форсировании двигателей данного семейства путем увеличения наддува. Стойкость головок цилиндров была увеличена в результате повышения прочности чугуна, внедрения прогрессивной непрерывной плавки с последующим рафинированием. В "критический" по прочности участок головки — межклапанную переемычку — в процессе отливки головки вводятся стальные вставки, предотвращающие распространение трещин. Важным усовершенствованием была оптимизация закрученности заряда в цилиндрах. Она была стабилизирована путем учета деформации литейных стержней в процессе подготовки формы к заливке.

Надежность стыка головок цилиндров и блока повышена путем уменьшения разности выступания торцов гильз по отношению к привалочной плоскости и перехода на имеющую приоритетную защиту композицию упругопластичного полотна типа "ГНД" для изготовления прокладок стыка. В зазор между торцами гильз и головки были введены фторопластовые окантовки, что улучшило использование воздуха для

сгорания. Дополнительное уплотнение газового стыка фторопластовыми кольцами способствует снижению удельного расхода топлива [в среднем на 1,5 г/(кВт·ч) по внешней скоростной и нагрузочным характеристикам], дымности отработавших газов в зоне средних и малых частот вращения коленчатого вала на 3...5 единиц Хатриджа.

Совокупность реализованных мероприятий по повышению надежности была отработана и проверена в лабораторных условиях путем применения комплекса специализированных методик, использования стендов, имитирующих реальные условия работы деталей. Но окончательное суждение о результативности мероприятий принималось после эксплуатационных испытаний, достоверность которых повышалась в результате осуществления эффективной обратной связи производства и эксплуатации. Немаловажным достижением была организация заводского капитального ремонта.

Анализ эксплуатации дизелей с низким турбонаддувом типа ЧН 13/14 показал, что имевшие место отказы вызывались в основном чрезмерными температурными напряжениями, которые при неблагоприятных условиях приводили к трещинам головок цилиндров в перемычках между клапанами и форсунками. Переход на более эффективные системы турбонаддува позволил резко снизить уровень температурных напряжений. В конечной мере надежность дизелей была доведена до уровня, не уступающего менее форсированным тракторным дизелям с близкими размерами цилиндров. Эксплуатация показала достоинства форсирования дизелей путем низкого турбонаддува, среди которых наиболее существенным была высокая стабильность производительности тракторов, в особенности в условиях высоких температур воздуха. Сертификационные испытания тракторов с этими дизелями в США дали хорошие результаты, способствовали высокому уровню экспорта тракторов.

В последние годы дизели ЯМЗ-238НБ были модернизированы путем применения комплекса мероприятий, распространенных на все модели семейства двигателей с размерами цилиндров 130×140 мм. Был уменьшен и стабилизирован надпоршневой зазор. Оптимизирована завихренность заряда цилиндров, улучшено использование воздуха для сгорания. Введены седла впускных клапанов. Улучшены выполнение распылителей форсунок, их монтаж в головках цилиндров. Путем увеличения хода плунжеров, а затем и их диаметра у топливных насосов высокого давления повышена энергия распыливания топлива. Путем уменьшения зазоров между рабочими колесами и корпусами повышен КПД турбокомпрессоров. Снижен момент инерции их роторов. Реализация данного комплекса мероприятий привела к улучшению топ-

ливной экономичности на 5 г/кВт·ч, дальнейшему повышению ресурса.

Автомобильные дизели типа 8ЧН 13 14 с турбонаддувом. Накопленный опыт выпуска и эксплуатации, создание резервов по нагруженности дизелей данного семейства несмотря на применение и повышение наддува был положен в основу программы распространяющегося применения двигателей со средним наддувом для автомобилей. В конце 70-х, начале 80-х годов был развернут выпуск дизелей типа 8ЧН 13/14 с турбонаддувом, имеющих номинальную мощность до 235 кВт при 2100 мин⁻¹, чему соответствует литровая мощность 15,8 кВт/л, среднее эффективное давление $p_e = 9,25$ МПа при $\pi_k = 1,8$. Максимальное давление цикла было доведено до 12 МПа, поршневая мощность до 22 кВт/дм² при сохранении литровой массы (79 кг/л).

Во второй половине 70-х годов значительно возросла потребность в магистральных перевозках на автопоездах большой грузоподъемности с суммарной массой от 32 до 50 т. Для их комплектации потребовались двигатели мощностью 210...310 кВт. Рабочий объем двигателей 8ЧН 13/14 при их форсировании до литровой мощности 21 кВт/л достаточен для обеспечения необходимой энерговооруженности части таких автопоездов. Пропорции элементов кривошипно-шатунного механизма не уступают таковым у современных аналогов — дизелей для магистральных автомобилей — пользующихся высокой репутацией по надежности и топливной экономичности. Поэтому после модернизации двигателей типоразмера 8ЧН 13/14 их стали использовать для комплектации отечественных магистральных автомобилей (табл. 15).

Но к этому времени интенсивность автомобильных перевозок на дорогах значительно возросла по сравнению с предыдущим десятилетием. Энерговооруженность и скорости движения резко увеличились. Соответственно повысились до 90 % от максимальных средние значения длительно реализуемых мощностей. Наряду с отечественными автомобилями стали использоваться большегрузные автопоезда зарубежных фирм, обладающие большими скоростями, хорошей топливной экономичностью. Это значительно усложнило условия эксплуатации отечественных дизельных автомобилей большой грузоподъемности и соответственно повысило требования к двигателям для них. К этому времени стала очевидной неконкурентоспособность двигателей без наддува для таких автомобилей по удельной мощности, удельной массе и топливной экономичности, значимость которой также резко возросла. Это потребовало интенсивной работы по приспособлению двигателей типоразмера 8ЧН 13/14 к отмеченным тяжелым условиям работы, повышающимся требованиям по

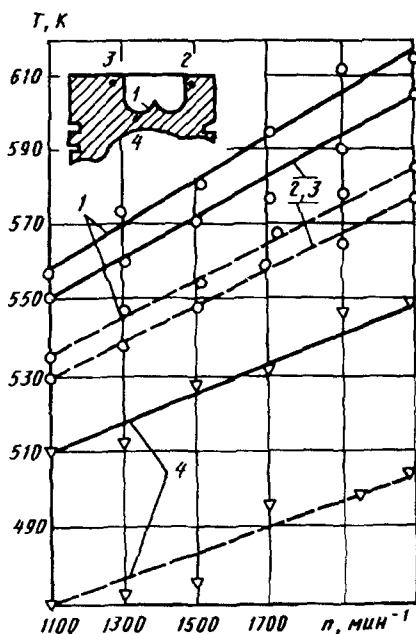
топливной экономичности, ресурсу, малой трудоемкости технического обслуживания, экологическим качествам.

Первый опыт эксплуатации дизелей в составе магистральных автопоездов показал необходимость интенсивной работы по снижению температурной напряженности деталей, уменьшению их изнашивания, обеспечению достаточной толщины, прочности и сплошности пленок смазочного материала в высоконагруженных подвижных соединениях. Потребовалась специализированная отработка рабочего процесса применительно к условиям наддува.

Для достижения этих целей помимо отмеченных выше и внедренных во все двигатели ЧН 13/14 предыдущих выпусков мероприятий по совершенствованию конструкции, технологии и методики эксплуатации отработывались и реализовывались дополнительные меры, обеспечивающие надежную, эффективную работу дизелей 8ЧН 13/14 при среднем наддуве. В первую очередь было внедрено струйное охлаждение поршней смазочным материалом, позволившее, как это следует из рассмотрения графиков на рис. 89, снизить температуру поршней в пределах 293 К. Внедрена усовершенствованная система фильтрации смазочного материала в полнопоточном фильтре и частично-поточной центрифуге. Освоено применение поршней с нирезистовыми кольцедержателями. Уменьшено с пяти до четырех число поршневых колец, внедряются компрессионные кольца с плазменным покрытием, гильзы цилиндров из специального легированного чугуна. Достигнута полная герметизация системы впуска свежего воздуха. Введен индикатор засоренности воздухоочистителей. Помимо изготовления коленчатого

Рис. 89. Влияние струйного охлаждения поршней смазочным материалом на их температуру:

1 — центр камеры; 2, 3 — периферия камеры; 4 — "под" камеры; — — — без охлаждения; - - - - с охлаждением (диаметр форсунки 2,2 мм)



Параметр	8ЧН 13/14	8ЧН 13/14
Число и расположение цилиндров	8, V	8, V
Диаметр цилиндра, мм	130	130
Ход поршня, мм	140	140
Рабочий объем, л	14,86	14,86
Номинальная мощность, кВт	220	242
Номинальная частота вращения	2000	2100
- I		
коленчатого вала, мм		
Максимальный крутящий момент, Н·м	1200	1330
Минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	204	204
Расход масла на "угар" по отношению к расходу топлива, %	0,5	0,5
Удельная масса, кг/кВт	4,63	4,46
Литровая мощность, кВт/л	20,19	22,2

* Для первых промышленных партий.

вала из среднеуглеродистой комплексно-легированной стали внедрено азотирование коленчатого вала, шестерен привода распределения, позволившее устранить поломки. Достигнуто дальнейшее повышение прочности головок цилиндров путем улучшения технологии литья и легирования. Дополнительно повышена прочность и жесткость шатунов.

Особое внимание было уделено совершенствованию систем турбонаддува и топливоподачи, повышению прочности деталей, улучшению защиты от абразивного износа. Ранее созданная система турбонаддува с расположением оси турбокомпрессора параллельно оси коленчатого вала, параллельной раздачей воздуха от двух улиток компрессора во впускные коллекторы каждого ряда цилиндров и парциальным подводом газа к турбине с лопаточным входным аппаратом была заменена новой системой, схематически показанной на рис.90. Она характерна "полным" подводом

Таблица 15

12ЧН 13/14	8ЧН 14/14-1	8ЧН 14/14-2	12ЧН 14/14	8ЧН 12/12
12. V	8. V	8. V	12 V	8. V
130	140	140	140	120
140	140	140	140	120
22,3	17,24	17,24	25,86	10,85
368	279	331	478	190
2100	2100	2100	2100	2200 (2600) *
1806	1574	1890	2400	785
210	201	197	199	210
0,5	0,4	0,4	0,4	0,5
4,81	4,3	3,62	3,92	4,00
16,42	16,18	19,19	18,48	7,5

газов от двух выпускных коллекторов к тройниковому узлу, выполняющему функции преобразователя импульсов, и далее – к безлопаточному входному аппарату турбины, на выходе из рабочего колеса которой предусматривается применение выходного диффузора. Ось турбокомпрессора повернута на угол 90° по отношению к оси двигателя.

Воздух из улитки компрессора подается в центральный воздухораспределительный узел, из которого симметрично раздается во впускные коллекторы относительно большого объема. Реализация данной схемы, судя по опытным данным, позволила снизить газодинамические потери в системе выпуска не менее чем на 5 %, улучшить равномерность заряда цилиндров. Повышение общей эффективности системы турбонаддува было получено в результате применения новых турбокомпрессоров с диаметрами рабочих колес, уменьшенными до 95 мм вместо 110 мм.

На графиках рис.91 приведены скоростные характеристики дизеля 8ЧН

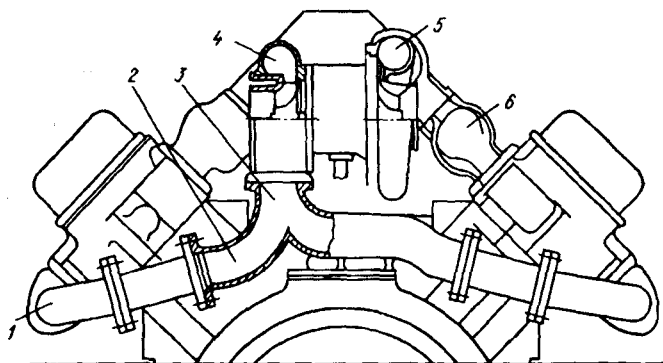


Рис. 90. Схема системы турбонаддува дизелей 8ЧН 13/14:

1 — коллектор системы выпуска; 2 — патрубок, подводящий газ к преобразователю импульсов; 3 — камера смешения преобразователя; 4 — улитка турбины; 5 — улитка компрессора; 6 — коллектор системы впуска

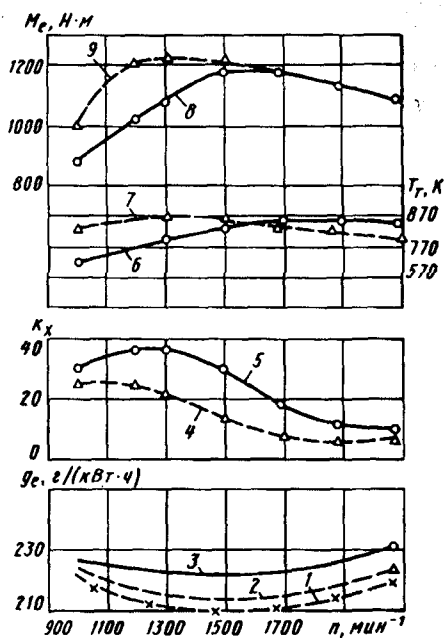
13/14, который последовательно укомплектовывался вначале системой турбонаддува предыдущего поколения с условной общей эффективностью турбокомпрессора 43 %, а затем новой системой турбонаддува.

В составе последней использовались турбокомпрессоры с $\eta_{\text{тк}}$ условной общей эффективностью 48...53 %. Как видно из рис.91, уже переход от общей эффективности турбокомпрессора, равной 43 %, к эффективности, равной 48 %, привел к значительному [свыше 5 г/(кВт·ч)] снижению удельного расхода топлива и уменьшению более чем на 50 К температуры выпускных газов, отражающей снижение температурной напряженности деталей, формирующих камеру сгорания и систему выпуска. Дальнейшее повышение эффективности турбокомпрессора до 53 % еще более снизило удельный расход топлива и температуру выпускных газов. Конечный в данной стадии опытов результат, который завершился внедрением в производство модернизированных двигателей 8ЧН 13/14 с номинальной мощностью 242 кВт, чему соответствует литровая мощность 16,5 кВт/л, позволил снизить минимальный удельный расход топлива до 204 г/(кВт·ч), т.е. уменьшить его на 6 % или 12 г/(кВт·ч) по сравнению с исходной комплектацией, снизить температуру выпускных газов на 80 К, повысить запас крутящего момента на 10 %, уменьшить дымность отработавших газов на 20 % по шкале непрозрачности Хартриджа. Созданы резервы для дальнейшего совершенствования.

Отмеченные улучшения были достигнуты в результате сочетания

Рис. 91. Скоростные характеристики ранее изготовленного и модернизированного дизелей 8ЧН 13/14:

1 — модернизированный с турбокомпрессором ТКР 9 и охлаждением наддувочного воздуха; 2 — модернизированный с турбокомпрессором ТКР 9; 3 — ранее изготавливавшийся с турбокомпрессором ТКР 11; 4, 5 — дымность отработавших газов в единицах шкалы непрозрачности соответственно для модернизированного дизеля с ТКР 9 и для ранее изготавливавшегося дизеля с ТКР 11; 6 — температура отработавших газов для ранее изготавливавшегося дизеля с турбокомпрессором ТКР 11 и механическим противодымным корректором топливоподачи; 7 — температура отработавших газов для модернизированного дизеля с турбокомпрессором ТКР 9 без противодымного корректора топливоподачи; 8 и 9 — крутящий момент дизеля, соответственно ранее выпускавшегося с турбокомпрессором ТКР 11, с противодымным корректором топливоподачи и модернизированного дизеля с турбокомпрессором ТКР 9 без противодымного корректора топливоподачи



усовершенствований системы турбонаддува с повышением энергии распыливания топлива благодаря замены плунжерных пар топливного насоса высокого давления диаметром 9 мм при ходе 10 мм на пары диаметром 10 мм при ходе 11 мм. Подобная замена приводила к улучшению топливной экономичности до 1,5 % (рис. 92). Значительно больший эффект достигался в результате совершенствования системы турбонаддува.

Тем не менее дальнейшее совершенствование показателей топливной экономичности и надежности двигателей с турбонаддувом должно базироваться, в первую очередь, на повышении, с одной стороны, эффективности систем турбонаддува, с другой, — на улучшении смесеобразования. Одним из основных путей последнего является дальнейшее повышение энергии распыливания топлива. Возможности роста давлений

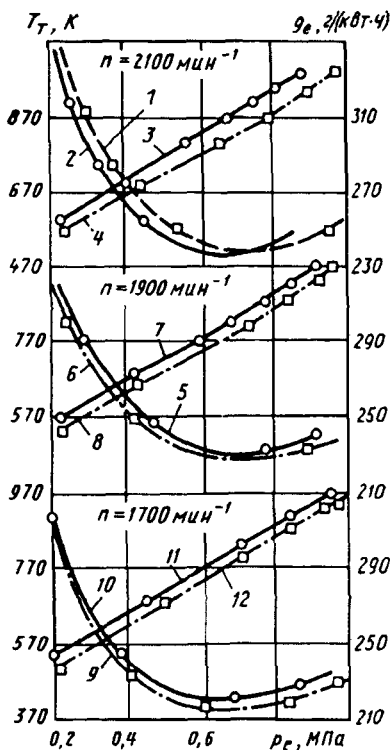


Рис. 92. Влияние объемной скорости топливоподачи на удельный расход топлива и температуру выпускных газов дизеля 84Н 13/14:

1, 2 — g_e при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$; 3, 4 — T_t при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$; 5, 6 — g_e при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$; 7, 8 — T_t при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$; 9, 10 — g_e при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; 11, 12 — T_t при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$; —○— — секция топливного насоса высокого давления с диаметром плунжера 9 мм и ходом 10 мм; —□— — секция топливного насоса высокого давления с диаметром плунжера 10 мм и ходом 11 мм

топлива на подводе к форсункам ограничены сжимаемостью топлива, увеличением затрат энергии на привод топливных насосов высокого давления, их прочностными характеристиками. В то же время возможности улучшения эффективности систем турбонаддува не имеют столь очевидных ограничений. Этот путь улучшения показателей автомобильных дизелей с турбонаддувом, вероятно, будет первоочередным наряду с совершенствованием топливоподачи, распыливания топлива, электронного управления охлаждением воздуха.

В ходе изысканий по совершенствованию двигателей 84Н 13/14 и затем 84Н 14/14 была практически апробирована концепция двигателей с повышенным турбонаддувом и пониженной частотой вращения коленчатых валов при неизменной мощности. Основы данной концепции вытекают из анализа приближенного уравнения механического КПД двигателя (24), основанного на полиноме (23). При неизменной номинальной мощности эта концепция сводится к росту p_e для компенсации понижения n . Рост p_e , как это следует из рассмотрения уравнения (23), приводит к увеличению знаменателей всех дробей, формирующих комплекс X , вычитаемый из единицы выражения механического КПД. Но абсолютные значения

однозначно снижаются лишь у второй и четвертой дробей, поскольку у них падение π приводит к уменьшению числителей. Что касается первой и третьей дробей, то рост наддува неоднозначно сказывается на величинах числителей. У первой дроби он, в общем случае, растет в связи с неизбежным ростом давления, а потому — заколенного давления.

По имеющимся опытным данным в случае хорошего качества выполнения комплекта поршневых колец рост наддува с точки зрения ресурса может быть компенсирован мероприятиями по увеличению толщины, прочности пленки смазочного материала между цилиндром и поршневым кольцом. Поэтому, в общем случае, рост π_k при снижении π должен приводить к уменьшению первой дроби. У третьей дроби изменение числителя зависит от аэрогазодинамических качеств системы турбонаддува (включая в них узлы подвода воздуха в цилиндры и систему выпуска). В наиболее простой форме оно может быть оценено отношением p_k/p_t средних — давления на входе воздуха в цилиндры к противодавлению выпуска из него. Повышение КПД турбокомпрессора $\eta_{тк}$ приводит к уменьшению числителя данной дроби, как и снижение аэрогазодинамических потерь в системах впуска и выпуска. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что при температуре выпускных газов около 770 К повышение $\eta_{тк}$ свыше 0,48 приводит к снижению числителя третьей дроби комплекса X, а потому к интенсивному (поскольку растет знаменатель) уменьшению абсолютной величины этого члена. При дальнейшем росте $\eta_{тк}$ еще больше снижается числитель данной дроби, а затем при $\eta_{тк} > 0,53$ изменяется знак члена (с положительного на отрицательный). В этом случае (рис.93) проявляется возможность использования работоспособности выпускных газов в качестве полезной работы участка насосных ходов индикаторной диаграммы.

Совершенствование систем турбонаддува и топливной аппаратуры дизелей с турбонаддувом позволило в 80-е годы не только преодолеть ранее отмечавшийся недостаток — ухудшение форм скоростных характеристик, но и добиться значительного их улучшения по сравнению с двигателями без наддува, повысить запас крутящего момента до 20...35 %, улучшить значения коэффициентов приспособляемости. У двигателей 8ЧН 13/14 с регулируемыми системами турбонаддува этого удалось достигнуть за счет повышения КПД турбокомпрессоров, улучшения характеристик их совместной работы с двигателем и роста энергии распыливания топлива.

Как следует из рассмотрения экспериментов, вариация настройки

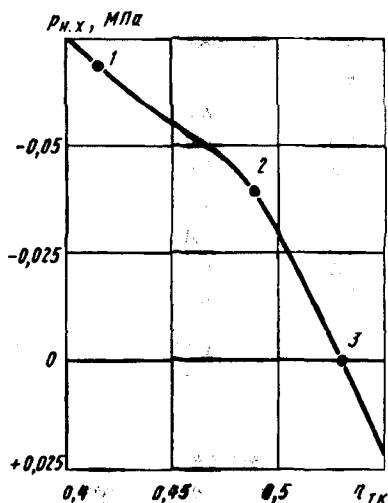


Рис. 93. Работа, затрачиваемая на совершение насосных ходов индикаторной диаграммы:

1 — $\eta_{тк} = 0.42$; 2 — $\eta_{тк} = 0.48$; 3 — $\eta_{тк} = 0.53$

турбокомпрессоров в сочетании с изменениями регулирования топливоподачи дает возможность повысить максимальный крутящий момент дизелей от 1140 Н·м (ранее достигавшийся в серийных дизелях 8ЧН 13/14) до 1350...1450 Н·м, т.е. на 26 %. Частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимуму крутящего момента, может быть сдвинута с 1500 до 1300 мин⁻¹.

Нельзя не отметить, что спад крутящего момента в области частот вращения коленчатого вала ниже соответствующей $M_{\max}$ при турбонаддуве происходит значительно более интенсивно, чем у двигателей без наддува. Но данный, "левый", участок скоростной характеристики при эксплуатации автомобилей обычно не реализуется ввиду органической неустойчивости совмещения. Преодолев отмеченные трудности, осуществляя поэтапную модернизацию моделей с турбонаддувом, фирма "Автодизель" добилась их надежной работы при увеличении N_e на 33 % при одновременном снижении g_e . Рассматривая вопросы развития дизелей типоразмера ЧН 13/14, нельзя не остановиться на шестицилиндровых двигателях А-01 Алтайского моторного завода. Последний подготовил и провел всесторонние испытания мод. А01Т с турбонаддувом в модификациях с охлаждением наддувочного воздуха и без него.

Рассмотрение скоростных характеристик дизеля данной модели в исходной комплектности с турбокомпрессорами типоразмера ТКР 11 и в модификации с преобразователем импульсов конструкции НАМИ и без него показывает, что использование преобразователя импульсов позволяет существенно улучшить топливную экономичность дизеля на характерных для тракторов режимах, снизить температуру отработавших газов, а следовательно, температурную напряженность деталей двигателя.

Конструкция преобразователя позволяет в определенной степени компенсировать недостаток конструкции входного аппарата турбины турбокомпрессора данного дизеля — его разделение на две секции с противоположным направлением осредненных векторов циркуляции.

Современные конструкции входных систем шестицилиндровых двигателей с расположением цилиндров в ряд характерны организацией параллельных двух потоков выпускных газов от трех цилиндров (соответственно передних и задних) через два улиткообразных подвода непосредственно на рабочее колесо.

Подробное рассмотрение данного вопроса объясняется тем, что в 80-е годы большинство новых моделей автомобильных и тракторных дизелей являются шестицилиндровыми и имеют системы турбонаддува указанного вида. Естественным является применение подобных схем для отечественных дизелей 6ЧН. Обобщая накопленный опыт по совершенствованию дизелей типа ЧН 13/14, можно отметить, что в течение ряда лет работы концентрировались на обеспечении надежности в условиях повышенного форсирования. Результаты работ распространены и на двигатели без наддува, поскольку в первые годы освоения дизелей ЧН 13/14 выполнение как системы турбонаддува, так и топливной аппаратуры не было оптимизировано. Достигнутые в тот период результаты не привели к желаемому и возможному превышению темпов повышения ресурса двигателей по сравнению с другими показателями. Неоправданной была ориентация по унифицированию деталей и узлов двигателей с наддувом по отношению к ранее отработанным двигателям без наддува.

Осуществленный в последние годы переход на усовершенствование системы турбонаддува, крупная модернизация топливной аппаратуры, совершенствование конструкции и технологии деталей привели к заметному накоплению резервов надежности, которые увеличены путем дальнейшего приспособления силового агрегата к условиям среднего, а затем и высокого турбонаддува, повышения эффективности последнего, внедрения эффективных технологий упрочнения, таких, как азотирование коленчатых валов. В целом реализация концепции модернизации двигателей путем турбонаддува при ограниченном его учете на стадии проектирования базовых моделей семейства Ч 13/14 вызвала большие трудности. Радикальные решения, способствовавшие повышению надежности, были, в конечной мере, выработаны ценой отказа от унификации с двигателями без наддува или путем переноса решений, выработанных применительно к моделям с турбонаддувом на менее форсированные модели и модификации двигателей унифицированного семейства.

В наиболее отчетливой форме это проявилось при развитии двенадцатицилиндровых двигателей 12ЧН 13/14 со средним турбонаддувом для карьерных автосамосвалов. Первые партии специализированных карьерных автосамосвалов большой грузоподъемности (25 т) оборудовались двенадцатицилиндровыми дизелями с размерами цилиндров 150×165/170 мм, без наддува с рабочим объемом 38,6 л. Обладая крупными достоинствами по компактности, эти дизели имеют применительно к использованию на технологических автомобилях существенные недостатки — повышенные расход масла, дымность отработавших газов, особенно на малых нагрузках, невысокий ресурс, недостаточная ремонтпригодность. Ввиду этого и в соответствии с зарубежной практикой того периода для комплектации автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 27...40 т было предусмотрено создание двенадцатицилиндровых двигателей соответственно без наддува (12Ч 13/14) и со средним турбонаддувом (12ЧН 13/14), имеющих рабочий объем 22,3 л (рис.94). Уровень наддува был значительно повышен по сравнению с достигнутым в дизелях 8ЧН 13/14. Номинальная мощность $N_e = 387$ кВт, чему соответствует цилиндровая мощность 30,6 кВт. Литровая мощность была доведена до 16,8 кВт/л, среднее эффективное давление при номинальной мощности до 0,96 МПа. Величина π_k в среднем равна около 1,85.

Дизели выполнены по обычной для автотракторной техники конструктивной схеме с коленчатым валом на подшипниках качения, ролики которых сопрягаются непосредственно с коренными шейками вала.

Достоинством данной схемы, представляющей возможность максимальной компактности, является сокращение габаритной длины, поскольку щеки коленчатого вала совмещались с шейками коренных опор. Превышение межосевого расстояния каждого ряда цилиндров по отношению к диаметру последних составляло всего 39 %. Однако литровая масса двигателя с подобным массивным коленчатым валом и тяжелыми подшипниками оказалась близкой к таковой у двигателя 8ЧН 13/14, около 75 кг/л. По сравнению с аналогичными двенадцатицилиндровыми дизелями для карьерных самосвалов была, однако, достигнута существенно меньшая литровая масса.

В отличие от других моделей семейства с размерами цилиндров 130×140 мм угол развала цилиндров у дизелей 12ЧН 13/14 был принят равным 75°. Ввиду большого диаметра обойм роликовых подшипников во избежание "встречи" поршней с ними длина шатунов была увеличена по сравнению с шатунами шести- и восьмицилиндровых двигателей.

В конструктивное и технологическое выполнение дизелей 12ЧН 13/14

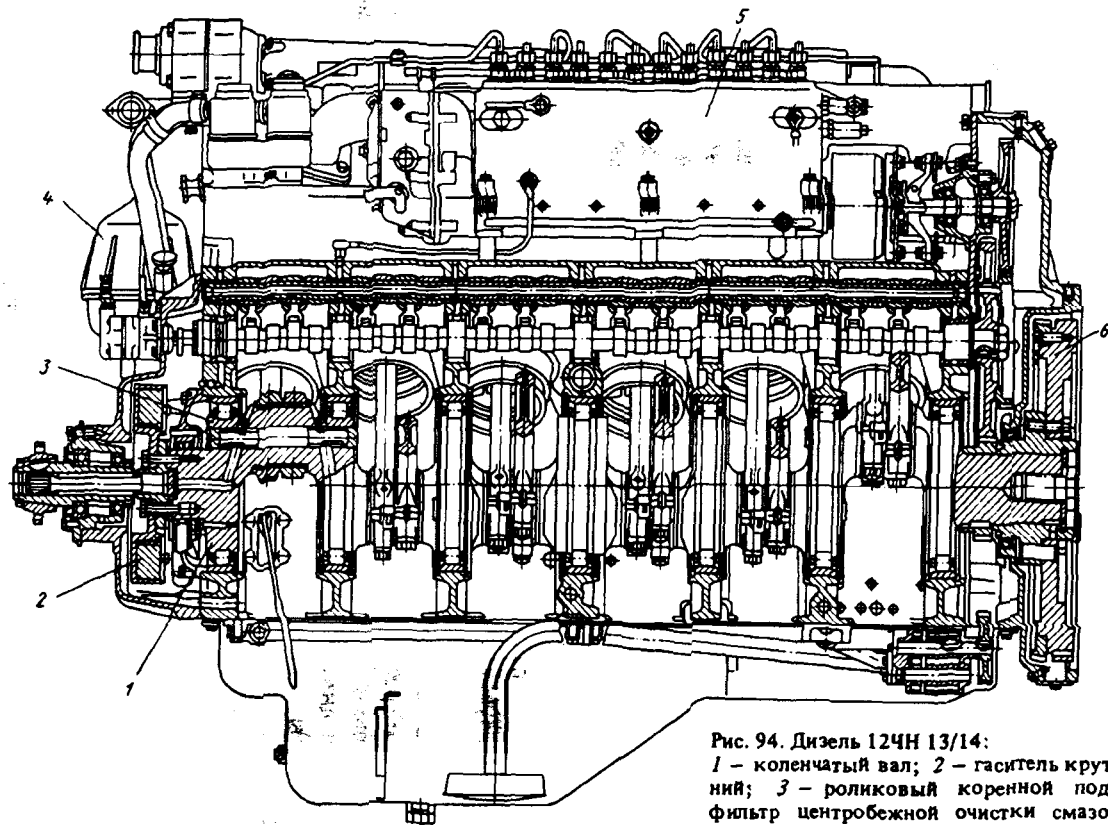


Рис. 94. Дизель 12CH 13/14:

1 — коленчатый вал; 2 — гаситель крутильных колебаний; 3 — роликовый коренной подшипник; 4 — фильтр центробежной очистки смазочного материала; 5 — топливный насос высокого давления; 6 — маховик

были внесены все элементы, которые оказались необходимыми для обеспечения надежной работы дизелей ЯМЗ с меньшим числом цилиндров и турбонаддувом. Но, учитывая более высокий уровень форсирования, большее число цилиндров, необычную конструктивную схему дизелей 12ЧН 13/14, в их конструкции и технологии был применен ряд дополнительных решений, направленных на обеспечение работоспособности для специфических условий эксплуатации карьерных транспортных средств.

Для максимальной взаимозаменяемости компонентов систем турбонаддува с моделями, имеющими меньшее число цилиндров, на дизелях 12ЧН 13/14 установлены по два независимо функционирующих турбокомпрессора типоразмера ТКР 11, по одному на ряд из шести цилиндров. В каждый из них поступал поток отработавших газов от двух групп по три цилиндра одного ряда. Такая система питания характерна значительно большей "импульсностью" по сравнению с системами, реализованными в дизелях 8ЧН 13/14. Это благоприятно с точки зрения равномерности газообмена. Но положительный эффект перекрывается негативными – большим форсированием дизелей 12ЧН 13/14, систематическим ухудшением условий их эксплуатации. Последнее было обусловлено ростом глубин карьеров по мере выработки рудных тел, расширением географии расположения карьеров, развитием разработок в северных и восточных районах страны, часто в экстремальных климатических условиях.

В первые годы эксплуатации дизелей 12ЧН 13/14 уровень их безотказности незначительно отличался от менее форсированных моделей дизелей с турбонаддувом, что может быть объяснено относительно небольшими глубинами карьеров того периода, ограниченными объемами добычи минералов в восточных районах страны.

По мере расширения географии горных работ, углубления карьеров осуществлялись комплексы мероприятий, направленных на повышение надежности дизелей в утяжеляющихся условиях эксплуатации.

Особое внимание уделялось повышению стойкости узла шейки коленчатого вала – шатунные подшипники, предотвращению схватывания сопряжений цилиндропоршневой группы, повышению эффективности уплотнения стыков блоков с головками цилиндров, повышению термической прочности последних.

Для улучшения условий работы узла подшипников кривошипной головки шатуна было увеличено прокачивание смазочного материала через него, интенсифицировано охлаждение смазочного материала в водомасляных теплообменниках, применены сталебронзовые вкладыши подшипников с покрытием из свинцово-оловянного сплава, заготовки которых получили

из ленты, изготавливаемой непрерывным методом. Не менее существенным было повышение эффективности фильтрации смазочного материала путем введения дополнительной (помимо полнопоточного фильтра) центрифуги. Была также обеспечена интенсификация центробежной очистки смазочного материала в полостях шатунных шеек коленчатого вала путем установки трубок, отбирающих его из глубинных слоев в шейках. В производстве была значительно улучшена система очистки от технологической грязи, заусениц, особенно образующихся при пересечении отверстий в коленчатом валу. Масла группы Г были заменены маслами группа Д. Большое внимание уделено улучшению геометрии постелей шатунных подшипников путем повышения жесткости кривошипных головок шатунов при изготовлении последних из более прочной, легированной стали. Была увеличена прочность чугунов, из которых изготавливались блоки и головки цилиндров. В напряженный узел последних между клапанами и форсункой стали заливать стальные вставки, увеличили продолжительность операции искусственного старения отливки.

Для улучшения сопряжений деталей цилиндропоршневой группы, помимо введения струйного охлаждения смазочным материалом, была применена вибронакатка гильз цилиндров, новый комплект поршневых колец, включающий маслосъемные кольца с пружинными расширителями и хромированные компрессионные кольца из высокопрочного чугуна. Среди усовершенствований топливopодающей аппаратуры особенно существенным было введение проточного смазывания узла привода плунжеров топливного насоса, корректора подачи топлива в функции наддува, увеличение хода плунжеров, улучшение очистки от заусениц сопловых отверстий форсунок. Улучшение протекания рабочего процесса было достигнуто теми же путями, которые были реализованы на других моделях дизелей ЧН 13/14. Но решающими мероприятиями по совершенствованию дизелей 12ЧН 13/14 был переход на индивидуальные головки цилиндров, стальные прокладки их стыка с блоками.

В результате практически прекратились случаи "пробоя" прокладок стыка головок с блоками, было обеспечено простейшим путем поддержание минимального надпоршневого зазора, улучшено использование воздуха для сгорания, что существенно улучшило топливную экономичность, снизило дымность. Нарботка дизелей 12ЧН 13/14 в результате реализации данного комплекса мероприятий многократно возросла.

При установке индивидуальных головок цилиндров снизились термомеханические напряжения в них, обеспечилась стойкость газового стыка, несмотря на все еще высокую температурную напряженность огневых сте-

нок головок, определяемую высокой температурой рабочего тела в процессе выпуска. О последнем свидетельствуют высокая температура выпускных газов. Для снижения температурной напряженности осуществляется дальнейшее повышение КПД систем турбонаддува, а также интенсификация топливоподачи.

Данный опыт показывает, что для обеспечения удовлетворительной надежности автомобильных дизелей с турбонаддувом требуется создать резерв повышения ресурса и форсирования, осуществить радикальные мероприятия, предотвращающие отказы в утяжеляющихся условиях эксплуатации, повысить качество производства двигателей по сравнению с менее форсированными моделями, применять более прочные материалы и эффективные методы упрочнения. Особое внимание должно быть уделено использованию высокоэффективных турбокомпрессоров, а также топливоподающей аппаратуры, обеспечивающей интенсификацию распыливания топлива, сокращение продолжительности топливоподачи. Но применительно к использованию на карьерных автосамосвалах, а также на энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторах класса тяги 5 тс, автотягачах с особо большой тягой возможности повышения энергетических показателей дизелей типа ЧН 13/14 в 80-е годы оказались недостаточными. Их переработка для обеспечения перспективного уровня энергетических показателей при растущих требованиях к ресурсу, топливной экономичности требует естественной реконструкции производства.

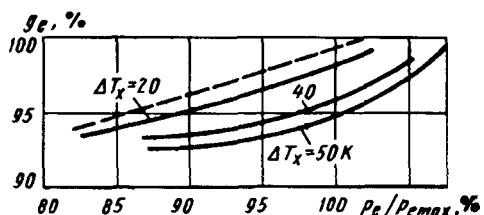
Тем не менее следует, в целом, положительно оценить результаты модернизации путем турбонаддува дизелей данного семейства. Их мощность была повышена на 21...39 % при увеличении абсолютной массы в пределах 10 %.

Использование турбокомпрессоров типоразмера ТКР 11 позволило уменьшить расход топлива автомобилем, оборудованным двигателем с турбонаддувом, на единицу транспортной работы на 6...7 %.

Последующий переход на турбокомпрессоры с меньшими размерами рабочих колес (ТКР 9) и повышенным до 0,49 общим КПД ($\eta_{\text{тк}}$) дал возможность улучшить топливную экономичность (дополнительно на 5 %), снизить температурную напряженность деталей, о чем свидетельствует уменьшение температуры выпускных газов на 50...70 К.

Но возможности совершенствования дизелей данного типоразмера этим далеко не исчерпываются. Использование систем турбонаддува с турбокомпрессорами следующего поколения с колесами компрессора, имеющими загнутые назад лопатки, при дальнейшем увеличении энергии распыливания топлива позволяет повысить $\eta_{\text{тк}}$ до 0,52, довести

Рис. 95. Кривые удельного расхода топлива двигателей ЧН 13/14 при работе по нагрузочной характеристике и интенсификации охлаждения наддувочного воздуха: сплошная кривая — без охлаждения



минимальный удельный расход топлива до уровня 205–200 г/(кВт·ч), приблизив его к передовым аналогам.

Немаловажным достоинством применения турбонаддува для дизелей ЧН 13/14 по сравнению с дизелями того же семейства без наддува оказалось снижение общего уровня шума при исходном уровне n на 1,5 ДБА, а в условиях снижения n до 1900 мин⁻¹ — на 2,5 ДБА.

В результате турбонаддува заметно понизилась токсичность отработавших газов. Модели с турбонаддувом в составе автомобилей прошли международную омологацию.

Применение охлаждения наддувочного воздуха (рис.95) позволит в перспективе дополнительно улучшить топливную экономичность, экологические качества, повысить надежность двигателей данного семейства. Но чтобы достигнуть уровня лучших аналогов как по удельному расходу топлива, так и по протеканию скоростных характеристик, требуется дальнейшее форсирование двигателей, увеличение π_k и потому p_e , η_e , в основном в результате роста механического КПД и $\eta_{тк}$. Поскольку рост форсирования лимитируется

прочностью отдельных элементов конструкции, потребуются модернизация конструкции шатунов и поршневых пальцев с использованием опыта создания дизелей ЯМЗ следующих поколений, применения вкладышей подшипников коленчатого вала с высокой несущей способностью.

РАЗВИТИЕ ДИЗЕЛЕЙ-АНАЛОГОВ С РАБОЧИМ ОБЪЕМОМ ЦИЛИНДРОВ В СРЕДНЕМ 14,5 Л

Несмотря на тенденцию к дальнейшему форсированию двигателей для автомобилей большой грузоподъемности большая часть их глобального производства до настоящего времени укомплектовывается дизелями с высоким турбонаддувом, в большинстве случаев с охлаждением надду-

вочного воздуха, при рабочем объеме цилиндров в среднем 14,5 л. Их номинальная мощность доводится до 325 кВт и более, средняя масса около 1200 кг, средняя литровая масса 85 кг/л, литровая мощность 21 кВт/л. Средняя скорость поршня стабилизировалась на уровне 10,5...11 м/с, тенденции к ее снижению не имеется (табл. 16). Среднее эффективное давление при номинальной мощности составляет около 1,3 МПа, а при максимальном крутящем моменте около 1,6 МПа, чему соответствует средний запас крутящего момента более 20 %, в отдельных случаях (мод. М) до 33 %. Сравниваемые двигатели развиты на основе конструкций предыдущего поколения. Двигатель мод. К представляет модернизированную модель на базе, созданной еще в 50-е годы.

Сопоставим с рассмотренными дизелями типоразмера 8ЧН 13/14 модели, условно обозначенные С, М, К, В, которые могут рассматриваться в качестве аналогов. Две первые были поставлены на производство в конце 60-х, начале 70-х годов, имеют по восемь цилиндров, модели К и В

Таблица 16

Параметры дизелей	Условное обозначение модели			
	С	М	К	В
Рабочий объем цилиндров, л	14,2	14,6	14	12
Удельная литровая мощность, кВт/л	24,1	24,6	19	24
Число цилиндров	8	8	6	6
Средняя скорость поршня, м/с	9,3	10,8	11	11
Удельная литровая масса, кг/л	80	66,4	89	91
Удельная масса, кг/кВт	3,49	2,65	4,08	3,85
Минимальный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)*	191	191	197	189
Наличие охлаждения наддувочного воздуха				

* Заявленные фирмами значения.

имеют по шесть цилиндров, расположенных в ряд. Компоновка двигателя мод. С имеет много элементов сходства с ранее освоенными в СССР дизелями типоразмера 8ЧН 13/14. Сходны не только размеры и пропорции цилиндров и деталей силового механизма, скорости поршня, но и общая компоновочная схема, в особенности у двигателей моделей М и С. У последних привод системы газораспределения и топливоподачи осуществляется от переднего конца коленчатого вала. На нем размещают и демпфер крутильных колебаний. Топливоподающие насосы высокого давления располагаются в развале цилиндров. Первые модели, а также мод. В имеют разделенные головки цилиндров, что дает ряд преимуществ — снижение термических напряжений, повышение надежности уплотнения их стыков с цилиндрами, обеспечение большей однородности аэрогазодинамических процессов, упрощение и удешевление ремонта и технического обслуживания. Но переход на данную схему требует обеспечения повышенной жесткости верхнего пояса блока цилиндров, утяжеление его конструкции, как и головок цилиндров, вызывает необходимость его компенсации за счет совершенствования силовой схемы блока цилиндров. Силовая схема отрабатывается в направлении разгрузки блока цилиндров от напряжений изгиба. Массивные крышки коренных подшипников соединяются в верхней части картера как вертикальными, так и горизонтальными болтами, что характерно для V-образных конструкций.

Безразмерные параметры силового механизма у двигателей моделей С и М близки к параметрам двигателей 8ЧН 13/14, за исключением значительно меньшего относительного расстояния между цилиндрами дизеля мод. М. Последнее компенсируют изготовлением подшипников коленчатого вала со значительно большей, чем ранее, несущей способностью.

Напряженность отдельных деталей механизма, таких, как поршневой палец и его втулки, крышки кривошипной головки шатуна, ограничивают применением рациональных конструктивных решений, [клиновидная поршневая головка шатуна (модели С, М), удвоение числа болтов кривошипной головки шатуна (мод. С) и др.]. Корпусные детали выполняют из чугунов высокой прочности ($\sigma_B = 25...40 \text{ кг/мм}^2$ на образцах, вырезанных из деталей). Это в сочетании с прогрессивной технологией формовки и отливки позволяет снижать массивность чугунных деталей. Но по стальным, высоконагруженным деталям соответствующей тенденции не отмечается, за исключением уменьшения радиуса галтелей коленчатых валов.

Основными факторами повышения ресурса деталей силового механизма,

несмотря на рост форсирования, является совершенствование рабочих процессов при одновременном повышении качества изготовления агрегатов и деталей, поставляемых специализированными фирмами. Последними особое внимание уделяется совершенствованию поршней, обязательно укомплектованных нирезистовыми кольцедержателями. Днище поршней охлаждается струями смазочного материала. Для наиболее теплонапряженных конструкций применяют и "полостное" охлаждение, взбалтыванием смазочного материала, подаваемого струями вблизи НМТ.

Комплекты поршневых колец модифицированы таким образом, чтобы компенсировать рост заколенного давления, обусловленного повышением давления наддува. Каждый поршень укомплектован двумя компрессионными кольцами. Одно из них в большинстве случаев покрывают молибденом, очевидно, способствующим уменьшению коэффициента граничного трения. Этим же целям служит обработка цилиндров методом плосковершинного хонингования. Тарелки толкателей клапанов облицовывают твердыми сплавами, а клапаны — жаростойкими покрытиями. Повышению стойкости клапанов способствует их вращение механизмами с шариковыми сопряжениями опор с пружинами.

Все сопоставляемые двигатели кроме мод. С укомплектовывают полнопоточными или частично-поточными (у двигателя мод. С) фильтрами тонкой очистки смазочного материала. У двигателя мод. С применяют также центрифугу с циклоном предварительной очистки. Наряду с перечисленными большинство элементов, способствующих повышению ресурса двигателей, в условиях высокого форсирования, достижению межремонтных пробегов свыше 800 000 км, относится к разряду ноу-хау, вырабатываемых специализированными фирмами, как правило в сочетании с изготовлением специального оборудования. Конкурирующие фирмы имеют мощные инженерные центры с подразделениями смежных профилей. Но решающую роль в обеспечении ускоряющегося прогресса показателей технического уровня двигателей с турбонаддувом данного и других классов, используемых на автомобилях, играло совершенствование как рабочих процессов, так и процессов в системах турбонаддува, включая систему охлаждения наддувочного воздуха, топливоподающей аппаратуре.

Основные направления совершенствования комплекса процессов в двигателях-аналогах данной группы соответствуют информации, приведенной выше. Воздухоснабжение наиболее интенсивно возросло в области средних и низких частот вращения коленчатых валов n . Так, величина π_k у двигателя мод. С доведена до 1,7 уже при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ коленчатого вала, а величина α уже на данном режиме превышает 1,4, что

обеспечивает сгорание с минимальной дымностью. Управление формой скоростной характеристики достигают варьированием закона топливоподачи. В моделях с охлаждением наддувочного воздуха дополнительно увеличивают α , p_e , p_i . Несмотря на отсутствие специального узла регулирования турбонаддува, рост π_k в диапазоне от точки максимального крутящего момента до номинальной мощности не превышает 30 %. Но в этом диапазоне увеличение удельного расхода топлива не больше 3 %, что свидетельствует о сохранении невысокого среднего давления механических потерь. Его значение у двигателя мод. С при определении методом прокручивания находится на уровне, близком к отечественным двигателям 8ЧН 13/14 – 0,024 МПа при средней скорости поршня, равной 10 м/с.

Основными факторами, определяющими прогресс показателей топливной экономичности и экологических показателей двигателя-аналога мод. С в течение 70–80-х годов, являются повышение эффективности системы турбонаддува в сочетании с меньшим по величине эффектом повышения энергии распыливания топлива, совершенствования аэродинамики впуска.

По подтвержденным исследованиям, проведенным в НАМИ, максимальный КПД компрессора турбокомпрессора Холсет, устанавливавшегося в 1984 г. на двигатель мод. С, превышал 81 %, тогда как для моделей, выпускавшихся в 1972 г., он не был выше 75 %. Применяя экстраполяционный подход, основанный на использовании полинома (24), можно установить, что снижение удельного расхода топлива двигателем мод. С вследствие совершенствования только компрессора превышает 7 г/(кВт·ч).

Другим, но связанным с предыдущим, направлением повышения топливной экономичности дизелей мод. С за последние годы является увеличение энергии распыливания топлива, оцениваемое ростом давлений перед форсунками от 70 МПа в 1972 г. до 100 МПа в 1985 г. благодаря увеличению диаметров плунжеров с 10...11 до 12 мм.

Вероятный эффект от подобного роста энергии распыливания, по опытным данным НАМИ, составляет не менее 3 г/(кВт·ч). Наконец, положительную роль в совершенствовании рабочего процесса двигателя мод. С, улучшении его топливной экономичности сыграл переход на "винтовые" (взамен тангенциальных) впускные патрубки головок цилиндров, использование которых позволяет оптимизировать завихренность заряда, спектр турбулентных компонентов.

Кроме отмеченного, повысило топливной экономичности дизелей мод. С способствовало снижение механических потерь в результате

Уменьшения числа поршневых колец, улучшение наполнения цилиндров.

Приведенные данные о результативности мероприятий по совершенствованию отечественных двигателей 8ЧН 13/14 показывают реальную возможность приближения их энергетических показателей и экологических качеств к указанным аналогам.

Что касается высоких рекламных показателей надежности, ресурса высокофорсированных дизелей данной группы, то они корреспондируются как имеющимися данными по эффективности мероприятий соответствующей направленности, так и с данными по снижению температурной напряженности двигателей. О последнем свидетельствует уменьшение температуры выпускных газов двигателей мод. С с 970 К в 1972 г. до 830 К в 1984 г. В связи с интенсификацией отвода тепла системой смазывания двигателей их укомплектовывают "встроенными" водомасляными радиаторами. Для поддержания рабочей температуры охлаждающей жидкости при стоянках применяют автоматизированные отопители и, в дополнение к этому, электрические подогреватели. Для облегчения пуска при низких температурах используют электронагреватели поступающего в двигатель воздуха.

Несмотря на ориентацию на высокую культуру эксплуатации двигателей-аналоги имеют высокоэффективные системы фильтрации воздуха, смазочного материала и топлива с применением картонных фильтрующих элементов (как правило, кроме двигателя мод. С), системы смазывания большого объема. Большое внимание уделяется обеспечению герметичности соединений, в особенности системы очистки воздуха. Для этого используют литые соединители коммуникаций.

Улучшению экономических показателей эксплуатации высокофорсированных двигателей рассматриваемого класса способствует организация высококачественного сервиса и заводского ремонта как двигателей в целом, так и их узлов, в частности турбокомпрессоров. Но необходимый объем сервисного обслуживания систематически снижается благодаря повышению качества деталей и агрегатов, их сопряжений, совершенствованию рабочих процессов двигателей и их топливоподающей аппаратуры.

По опыту эксплуатации в СССР крупных партий дизелей-аналогов моделей М. В с высоким турбонаддувом регламентное профилактическое обслуживание сводится к проверке уровней смазочного материала и охлаждающей жидкости, проверке и при необходимости к подтягиванию соединений внешних коммуникаций силовой установки, замене смазочного материала и фильтрующих элементов, интервалы между которыми возрастают до 40 000 км пробега и более.

В еще большей мере возрастают интервалы между обслуживаниями топливных систем и турбокомпрессоров. Эти результаты в значительной

мере подтверждаются результативностью мероприятий по совершенствованию топливоподающей аппаратуры ЯЗТА.

Хотя достаточно очевидными являются достоинства шестицилиндровых двигателей по простоте конструкции, трудоемкости изготовления и эксплуатации, но по важнейшим показателям: удельной массе, габаритным размерам, динамическим качествам — преимущество сохраняется за восьмцилиндровыми двигателями. Это позволяет им сохранять в 80-е годы конкурентоспособность по сравнению с шестицилиндровыми моделями.

Однако нельзя не отметить, что вся данная группа двигателей применительно к магистральным автомобилям высшей грузоподъемности конкурирует не только взаимно, но и с шестицилиндровыми двигателями, имеющими меньшие рабочие объемы (12...11 л, в перспективе 10 л). Потребительские качества последних, в частности по топливной экономичности, мощности, удельной массе, улучшаются более интенсивно, чем у двигателей с большими рабочими объемами, чему способствуют более высокие уровни форсирования, значения p_i и p_e , а потому $\eta_{\text{мех.}}$, $N_{\text{л}}$.

В свою очередь рост p_i при стабилизирующей средней скорости поршня определяет повышение $N_{\text{л}}$ и, следовательно, снижение iV_h , $M_{\text{дв}}$ двигателей той или иной мощности. Именно в этой форме проявляется дополнительное положительное влияние применения наддува на топливную экономичность автомобилей всех категорий.

В последние годы темп улучшения показателей перечисленных дизелей-аналогов ускорился. Удельные расходы топлива (рекламные) приближены к 187 г/(кВт·ч), запас крутящего момента превышает 1,3 [6]. Резко ускорилось и совершенствование отечественных дизелей. При сравнении с показателями отечественных дизелей следует учесть, что по ним даются сведения не по рекламным, а по гарантированным для 100 %-ной продукции показателям, полученным после кратковременной заводской обкатки двигателей. У дизелей С и С увеличили параметр iV_h с целью повышения N_e .

ДИЗЕЛИ СО СРЕДНИМ И ВЫСОКИМ ТУРБОНАДДУВОМ СЕМЕЙСТВА ЧН 14/14

Опыт создания и совершенствования отечественных автомобильных дизелей трех предыдущих поколений позволил создать конструкции дизелей семейства ЯМЗ "840" типоразмера ЧН 14/14. Имея больший, чем у двигателей Ч 13/14 и ЧН 13/14, рабочий объем цилиндров ($V_h = 2,15$ л),

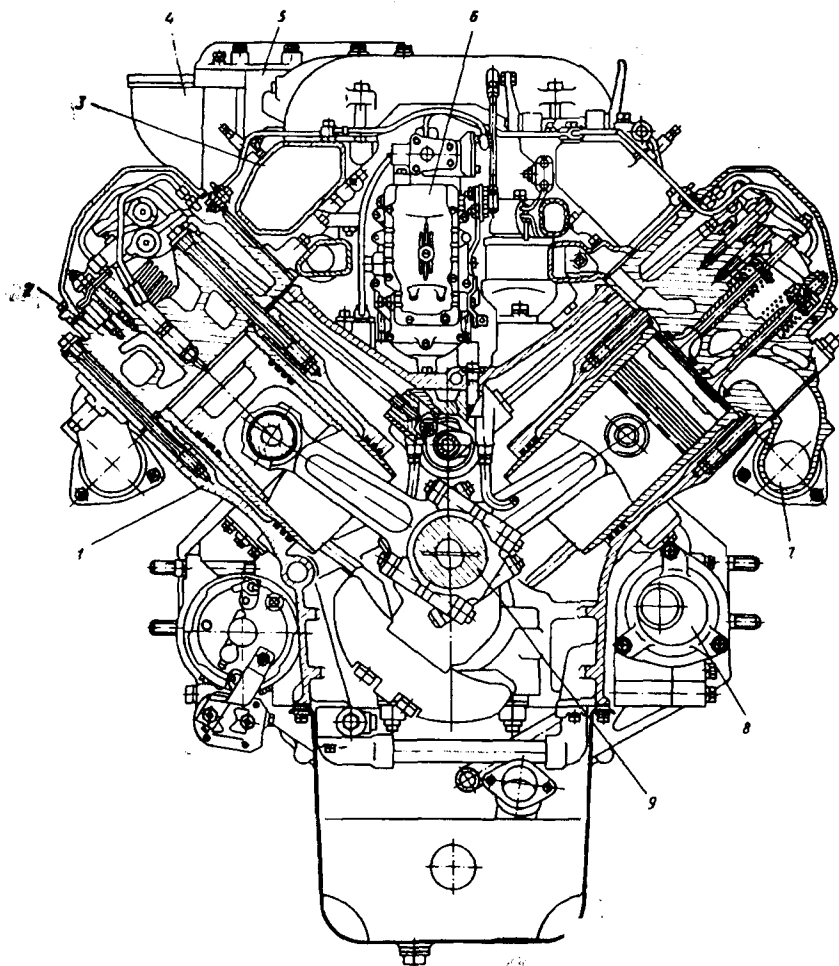


Рис. 96. Дизель ЧН 14/14:

1 — блок цилиндров; 2 — головка цилиндра; 3 — коллектор системы впуска; 4 — турбокомпрессор; 5 — охладитель наддувочного воздуха; 6 — топливный насос высокого давления; 7 — коллектор системы выпуска; 8 — водомасляный радиатор; 9 — коленчатый вал

концепции их создания была отработка конструкции применительно к особо тяжелым условиям работы карьерных автомобилей и тракторов, учет перспективы роста энергопроизводительности путем турбонаддува. Это привело к естественному повышению удельной литровой массы по сравнению с двигателями другого назначения. Пропорции элементов силового механизма рассчитаны на высокий турбонаддув. В конечной мере это в сочетании со значительно более развитым и энергоемким агрегатированием определило повышение литровой массы в сравнении с дизелями ЧН 13/14. У дизелей 8ЧН 14/14 литровая масса равна 79 кг/л при головках цилиндров из алюминиевого сплава, а у дизелей 12ЧН 14/14 – 73 кг/л. При чугунных головках эта масса возрастает на 8 %.

Двенадцатицилиндровый двигатель 12ЧН 14/14 с номинальной мощностью 478 кВт (литровая мощность 18,5 кВт/л) отработан для применения на модернизированных карьерных самосвалах грузоподъемностью до 45 т. Общий вид двигателя 12ЧН 14/14 показан на рис. 98. Он может быть также использован для особо энергонасыщенных колесных тягачей. Рост литровых мощностей и p_e отражает общую концепцию семейства – ориентацию на

высокий наддув уже на начальных стадиях отработки, проведения проектных и экспериментальных работ при высоких уровнях форсирования. При этом имеется в виду улучшение надежности, ресурса в сравнении с двигателями предыдущих поколений, доведение его до уровня, соответствующего пробегу магистральных автомобилей до 600 000 км и более, а

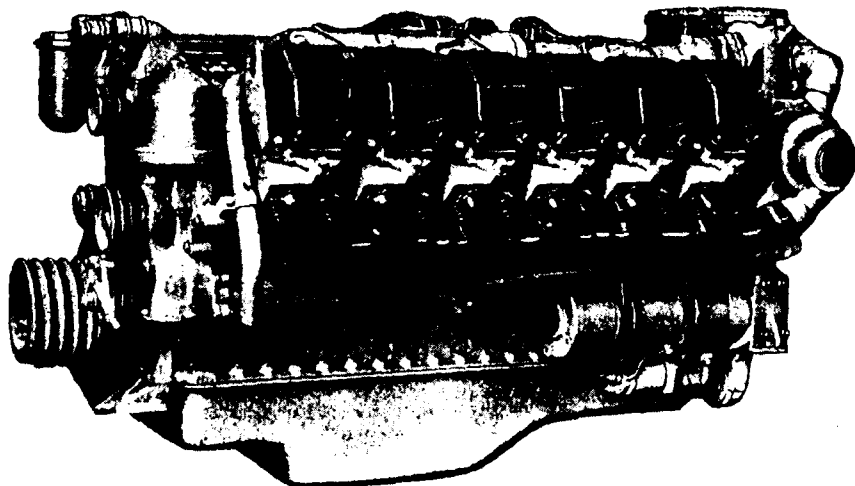


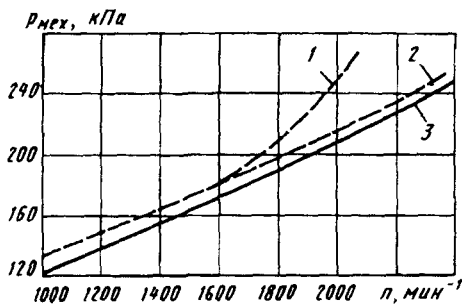
Рис. 98. Двенадцатицилиндровый дизель ЧН 14/14

карьерных до 200 000 км до капитального ремонта двигателя; тракторных дизелей – до 10 000... 12 000 моточасов. Расстояние между осями цилиндров превышает их диаметр на 39 %. Но снижение этого расстояния по отношению к дизелям типоразмера Ч 13/14 компенсировано с точки зрения их нагруженности при наддуве увеличением диаметров шеек коленчатого вала. Привод системы газораспределения и агрегатов выполнен от заднего конца коленчатого вала, что способствует повышению надежности, расширяет возможности агрегатирования. Последнее в максимальной мере учитывает потребности энергетического обеспечения автомобилей и тракторов, имеются резервы его повышения. Характерными чертами компоновки двигателей данного семейства является их модульность. По сравнению с двигателями предыдущего поколения она повышена в результате применения индивидуальных головок цилиндров, каждая из которых крепится к блоку шестью равномерно расположенными болтами.

В двигателях применен традиционный для дизелей ЯМЗ и ЯАЗ рабочий процесс с непосредственным впрыскиванием топлива при параллельном оси цилиндра расположении оси форсунки. Но в отличие от дизелей Ч и ЧН 13/14 ось форсунки совпадает с осью цилиндра, что способствует повышению однородности полей напряжений высоконагруженных деталей цилиндровых модулей. Симметрии нагружения способствует применение головок цилиндров с четырьмя клапанами одинакового диаметра. Такое выполнение клапанного механизма увеличивает сечения клапанов на 15 %, уменьшает не менее чем на 15 % затраты энергии на газообмен [в наибольшей степени при малых и очень высоких значениях p_e , а также при высоких n (рис.99)]. Вместе с тем при массовом автоматизированном производстве клапанов суммарная себестоимость двигателей с четырьмя клапанами возрастает не более чем на 2 % в сравнении с двигателями, имеющими по два клапана на цилиндр. Клапаны приводятся попарно виль-

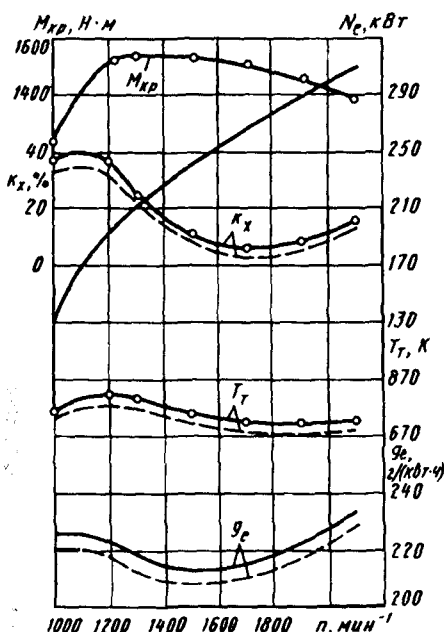
Рис. 99. Затраты энергии на прокручивание коленчатого вала двигателя 8ЧН 14/14:

1 – серийный дизель ЧН 13/14 с двумя клапанами на цилиндр; 2 – дизель 8ЧН 14/14, $\epsilon = 15.2$; 3 – дизель 8ЧН 14/14, $\epsilon = 14$



чатыми коромыслами посредством роликовых толкателей от распределительного вала, расположенного в "развале" блока цилиндров. Для предотвращения нагревания топливоподающей аппаратуры отработавшими газами коллекторы системы выпуска размещены с внешней стороны развала блоков, а впускные — внутри него. Газ к турбине подводится преобразователем импульсов по схеме, аналогичной приведенной на рис.90. Отработка Л.М. Тартаковским тройниковых узлов позволила не только снизить энергетические потери в них, но в еще большей степени снизить потери в подсистеме тройник — радиально-осевая турбина турбокомпрессора, повысить эффективность данной подсистемы при работе на пульсирующем потоке рабочего тела, повысить пропускную способность подсистемы, в большей мере улучшить эффективность турбины. Последующие испытания на дизеле 8ЧН 14/14 показали, что при неизменной мощности выполнение тройникового узла по приведенной методике позволило существенно (в пределах 3 %) улучшить топливную экономичность (рис.100). Одновременно снизилась температура отработавших газов, что свидетельствует об уменьшении температурной напряженности деталей. Была также заметно уменьшена дымность отработавших газов.

В результате комплекса исследований уточнена природа положительно-



го эффекта от совершенствования тройниковых узлов газопроводов систем турбонаддува. Он сводится к сокращению затрат энергии на выпуск газов из цилиндров благодаря уменьшению противодавления вследствие эжектирования в узле, снижению энергетических потерь при взаимодействии потоков в нем, а также и по течению потока от него в турбину. Последнее обусловлено уменьшением неравномерности потока, выходящего из узла. В результате это-

Рис. 100. Скоростная характеристика дизеля 8ЧН 14/14:

сплошные кривые — стандартная комплектация; штриховые — наличие преобразователя импульсов типа НАМИ

го снижаются также и энергетические потери в турбине, питаемой из выходной горловины тройникового узла. Положительный эффект от использования и совершенствования преобразователей импульсов проявляется в наибольшей мере для восьмицилиндровых двигателей с неравномерным чередованием рабочих ходов в ряду цилиндров, выпуск из которых объединяется одной ветвью газопроводной системы.

Напряженность деталей силового агрегата относительно умеренная, не требующая применения новых видов материалов. Так, максимальное давление на шатунные подшипники коленчатого вала не превышает 47 МПа, чем определяются резервы последующего форсирования. Толщина пленки смазочного материала в сопряжении шатунного подшипника равна 3 мкм. Для обеспечения высокой надежности базовой стальной детали — коленчатого вала — он выполнен из среднеуглеродистой комплексно-легированной стали 42ХНМФА. В качестве операции упрочнения применено азотирование с глубиной слоя до 0,5 мм, чем обеспечивается возможность повторного шлифования в процессе капитального ремонта. Силовая схема блок-картера выполнена с расчетом обеспечения при высоких давлениях цикла минимальных деформаций, сведения к минимуму растягивающих напряжений, предотвращения контактной коррозии стыковых поверхностей крышек коренных подшипников и постелей блока цилиндров.

Конструкция других деталей силового агрегата и технологические решения учитывают новейшие достижения в области высокофорсированных дизелей. Так, шатуны имеют клиновидные поршневые головки, свертную втулку поршневой головки из сталебронзовой ленты. Отношение диаметра поршневого пальца к диаметру цилиндра доведено до 0,41, что соответствует рекомендациям передовых специализированных фирм для дизелей с высоким наддувом. Кривошипные головки шатунов имеют высокую жесткость, прикреплены к шатунам прецизионными болтами, рассчитанными не менее чем на 30 %-ное повышение частоты вращения коленчатого вала сверх номинального. Стык выполнен перпендикулярно оси стержня. Шатун подвергается дробеструйному упрочнению. Поршни из заэвтектического алюминий-кремниевый сплав имеют нирезистовые кольцевые держатели. Юбка поршня овально-бочкообразная с графитовым приработочным покрытием. Овальное сечение имеет и надкольцевой пояс головки поршня. Поршни укомплектованы современным комплектом поршневых колец. Из них верхнее компрессионное — хромированное, а второе — скребкового типа, покрыто молибденом. Верхнее поршневое кольцо в расчете на высокий наддув имеет сечение в форме равнобокой трапеции, хромированное масляесъемное кольцо с пружинными витыми расширителями, со слоем покрытия, толщиной не менее 0,15 мм.

насоса свидетельствует о перспективности замены конструкции передачи на шестеренчатую. Последующие длительные эксплуатационные испытания подтвердили высокие безотказность, износостойкость конструкции дизеля. Эти данные хорошо согласуются с положительными результатами ресурсных испытаний партий дизелей 12ЧН 14/14, исчисляемых сотнями экземпляров на автосамосвалах, эксплуатируемых в карьерах Курской магнитной аномалии.

Таким образом, отработка конструкции ряда элементов и технологии изготовления дизелей данного семейства была завершена до развертывания их крупносерийного производства. Это бесспорное достижение, способствующее большой экономии народнохозяйственных средств, стало возможным в результате не только широкого применения комплекса ускоренных испытаний, всесторонней отработки рабочих процессов двигателя, процессов в его системах, но и организации малосерийного выпуска нарастающих партий дизелей до развертывания их крупносерийного, а затем и массового производства.

Достоинством дизелей типа ЧН 14/14 для их эффективной эксплуатации на автомобилях и тракторах является более совершенное агрегатирование, позволяющее обеспечить не только надежное функционирование систем двигателя, например, благодаря установке встроенных водомасляных радиаторов, но и удобный доступ для технического обслуживания двигателя, его малая трудоемкость и надежное энергообеспечение многочисленных систем автомобиля. Среди последних немаловажную роль имеет кондиционирование кабин автомобилей или тракторов, для чего предусмотрено применение мощного насоса — кондиционера. Установлен также электрический генератор высокой мощности. Предусмотрен "стояночный" подогрев двигателя, эффективное устройство для "вспомогательного" торможения автомобиля двигателем.

Отработка конструкций деталей двигателей семейства ЧН 14/14 сочеталась со всесторонней отработкой рабочих процессов, процессов в системах топливоподачи, турбонаддува, смазывания, пуска и охлаждения. Для обеспечения удовлетворительных пусковых качеств и минимальной продолжительности дымления после пуска была принята степень сжатия, равная 15, а при большем форсировании — 14. Была освоена топливоподающая аппаратура с насосами высокого давления нового поколения с плунжером диаметром 12 мм при их ходе 12 мм. Отношение диаметра плунжера к диаметру цилиндра может доводиться до 0,092. Жесткую конструкцию корпуса насоса сочетают с кулачками асимметричного профиля.

Организация рабочего процесса характерна применением цилиндри-

ческих камер сгорания в поршнях, соосным цилиндру расположением форсунок. Воздух впускается через раздвоенные выпускные каналы, питаемые через общее окно из коллекторов системы впуска. Один из двух каналов имеет винтовую форму. Минимальные надпоршневые зазоры обеспечиваются подбором толщин стальных прокладок между цилиндрами и головками. Повышению энергии смесеобразования способствует подача топлива к форсункам под высоким давлением (80...100 МПа). Используются распылители форсунок с пятью равномерно расположенными сопловыми отверстиями. Продолжительность впрыскивания не превышает 20° угла поворота коленчатого вала. Топливоподающий насос укомплектован регулятором скорости всережимного типа для тракторов или трехрежимного — для автомобилей. В перспективе возможно применение электронного регулирования.

В конструкции топливоподающего насоса высокого давления дизеля 12ЧН 14/14 предусмотрена возможность отключения подачи топлива в цилиндры одного из рядов, что дает возможность осуществлять прогревание двигателя после пуска при минимальной дымности отработавших газов. Этим решается одна из задач улучшения работы дизеля с высоким турбонаддувом и пониженной степенью сжатия при работе на нетяговых режимах. В шестеренчатый механизм привода топливоподающего насоса встроен центробежный автомат опережения подачи топлива. Неотъемлемым элементом топливоподающей аппаратуры, а одновременно и системы турбонаддува является коррекция топливоподдачи в функции давления наддува. Помимо функции снижения дымности отработавших газов, защиты дизеля от тепловых перегрузок корректор может осуществлять функции высотной коррекции.

Для системы турбонаддува дизелей данного семейства как и других дизелей фирмы характерно расположение коллекторов систем выпуска с наружной стороны развала цилиндров. С противоположной стороны в развале размещены коллекторы системы впуска относительно большого ($4V_h$) объема. Последнее делается для сведения к минимуму пульсаций параметров потока воздуха при работе двигателя, а следовательно, и неравномерности заряда цилиндров. Коллекторы систем выпуска двенадцатицилиндрового двигателя секционированы. Автомобильный дизель 12ЧН 14/14 имеет по одному турбокомпрессору типоразмера ТКР 9 на каждый ряд цилиндров. Турбокомпрессоры оборудованы безоплаточными выходным аппаратом компрессора и входным аппаратом турбины. Турбина выполняется в модификациях с одноулиточным и двухулиточным подводом газов. В последнем случае отработавшие газы поступают в каждую из

секций от трех цилиндров каждого ряда, а в первом – через преобразователь импульсов, объединяющий потоки от всех цилиндров каждого ряда. Газ выходит из турбин через короткий выходной диффузор.

В восьмицилиндровых двигателях отработавшие газы из всех цилиндров сливаются в общий преобразователь импульсов, питающем турбину одного турбокомпрессора. Воздух из компрессоров поступает в теплообменник типа воздух – вода, в котором при положительных температурах окружающей среды осуществляется охлаждение, а при низких температурах – подогревание. Из теплообменника воздух распределяется по коллекторам системы выпуска каждого ряда цилиндров.

В двенадцатицилиндровой модели при исходном уровне форсирования $\pi_k = 2,1$, а в восьмицилиндровом двигателе тракторной модификации $\pi_k = 1,8$. Эффективный КПД $\eta_{\text{тк}}$ турбокомпрессоров поэтапно повышался и в 1989 г. доведен до 0,53. Это обеспечивает значительный положительный перепад между давлением наддува p_k и противодавлением выпуску p_t (или отношением p_k/p_t), $\pi_k/\pi_t > 1,1$, относительно низкую температуру отработавших газов ($T_t = 820$ К). Рост $\eta_{\text{тк}}$ определял снижение затрат, на совершение насосных ходов, способствовал повышению топливной экономичности двигателя (рис.102).

Среди характерных особенностей выполнения систем турбонаддува отметим применение сильфонов в системе выпуска, обеспечивающих полную герметизацию соединений. При относительно низких температурах отработавших газов обеспечивается высокая надежность соединений, минимальные температурные напряжения, предотвращается изнашивание, неизбежное при жестком или телескопическом соединении частей систем выпуска. Указанные мероприятия в сочетании с совершенствованием ходовой части турбокомпрессоров, применением в них подпятника с независимым подводом смазочного материала

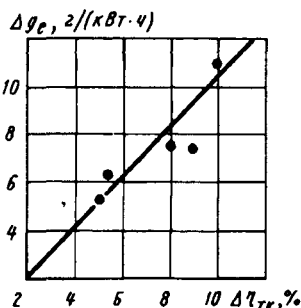


Рис. 102. Обобщенная зависимость влияния общего КПД турбокомпрессора $\eta_{\text{тк}}$ на удельный расход топлива дизелей при номинальном режиме

ла, относительно малым диаметром опор ротора и соответственно высоким механическим КПД обеспечили высокий ресурс системы турбонаддува, приближающийся при минимальном объеме сервисного обслуживания к ресурсу двигателя.

Таким образом, как конструкция силового агрегата, так и выполнение систем топливоподачи и турбонаддува обеспечивают реализацию высокого форсирования дизелей ЧН 14/14. Но для этого необходима рациональная организация рабочего процесса. У дизелей данного семейства камеры сгорания выполнены в форме цилиндрической выемки в поршнях с отношением диаметра горловины к диаметрам цилиндров 0,551 и плоским торцом днища. Воздух подводится к впускным клапанам каждой головки двумя независимыми каналами, питаемыми из общего окна коллектора системы впуска. Один из каналов имеет тангенциальную по отношению к цилиндру ориентацию, а другой выполнен винтовым. В совокупности каналы создают в цилиндре интенсивную завихренность, нелинейно снижающуюся при уменьшении частоты вращения коленчатого вала, что облегчает эффективное смесеобразование при разных скоростях движения транспортных средств. Коэффициент наполнения достигает высоких значений (до 0,94) на номинальных режимах при меньшей затрате энергии на совершение насосных ходов, чем у двигателя с двумя клапанами на цилиндр.

В отличие от многих других форсированных транспортных дизелей у двигателей типа ЧН 14/14 реализованы фазы газораспределения с небольшим перекрытием (всего 20° поворота кривошипа коленчатого вала), малым запаздыванием закрытия впускного клапана. Последнее способствует улучшению пусковых качеств, работы двигателя при невысоких частотах вращения коленчатого вала. Малое перекрытие позволяет выполнять поршни с небольшой глубиной вырезов в зоне сопряжения клапанов с поршнем, способствует улучшению использования воздуха для сгорания. Использование перекрытия фаз для охлаждения поверхностей камеры сгорания путем обдува воздушным зарядом, как было установлено исследованиями в НАМИ, приводит к интенсивному росту энергетических потерь турбопоршневого двигателя вследствие снижения работоспособности отработавших газов. По этим причинам в форсированных дизелях современного поколения, к которым относятся двигатели типа ЧН 14/14, отвод тепла от поверхностей, формирующих камеру сгорания, выполняют путем охлаждения днищ поршней смазочным материалом, подаваемым форсунками, закрепленными на блоке цилиндров. Для моделей с меньшим форсированием применено струйное охлаждение днищ, с большим форсированием — циркуляционное. Для его применения

изготавливают поршни с полостями, образованными при отливке с вымываемыми стержнями.

Немаловажную роль в обеспечении невысокой температурной напряженности деталей двигателей типа ЧН 14/14 имеет охлаждение наддувочного воздуха. Оно при циркуляции в контуре охлаждающей жидкости из системы охлаждения двигателей дает положительный эффект в условиях высоких давлений наддува, когда температура нагнетаемого компрессором воздуха значительно превышает температуру охлаждающейся жидкости ($\pi_k > 1,6$).

В диапазоне менее высоких π_k эффективное охлаждение могло бы достигаться при замене обычной системы охлаждения на систему "Воздух - вода" с циркуляцией воды в отдельном контуре. Достоинством последней, как и исходной системы "Воздух - вода", является подогрев воздуха в зимних условиях.

В первые годы освоения дизелей семейства ЧН 14/14 максимальное давление цикла ограничивалось уровнями 11 МПа (см. рис.97). Коэффициент избытка воздуха α превышал 1,4 на всех скоростных режимах. Температура отработавших газов была не более 830 К. Этим определялась невысокая механическая и тепловая напряженность деталей двигателей, а также небольшая (до 27 % по Хартриджу) дымность отработавших газов. Накопление резервов увеличения допускаемой нагруженности, повышение КПД систем турбонаддува позволяет в следующих сериях дизелей типа ЧН 14/14 использовать часть резервов для повышения индикаторного КПД двигателей. О наличии соответствующих возможностей свидетельствует рассмотрение изменения параметров сгорания по скоростной характеристике двигателя (см. рис.97). К числу особенностей других систем двигателей и их агрегатов относится применение систем смазывания с двойной фильтрацией смазочного материала - в полнопоточном фильтре с картонным элементом и частично поточной центрифуге с клапаном, предотвращающим сток смазочного материала при остановке двигателя. Это защищает поверхность подшипников коленчатого вала от изнашивания при последующих пусках.

Достоинством системы смазывания дизелей типа ЧН 14/14 является установка в них водомасляных радиаторов, способствующих стабилизации температур, повышению надежности. В системе охлаждения применена термостатически управляемая гидромуфта регулирования режима вентилятора. Аэродинамическое профилирование лопастей последнего сочетается с использованием кольцевой обечайки вокруг лопастей. Система заправляется круглогодично охлаждающей жидкостью типа "Тосол", что предотвращает образование накипи, препятствует разрушениям типа

"размораживание". Система пуска оборудована электроотартерами мощностью 12 кВт с приводом храповым механизмом "Позиторк", электрофакельным устройством для облегчения пуска, предпусковыми подогревателями. Кроме того, предусмотрен автономный стояночный отопитель как для двигателя, так и для кабин автомобилей.

Наряду с отмеченными положительными особенностями конструктивного выполнения дизелей семейства ЧН 14/14 заслуживают внимания и достижения в области технологии их производства. Помимо применения прогрессивного непрерывного процесса получения чугуна повышенной прочности, отливок поршней с вымываемыми стержнями отметим тщательно продуманную систему уменьшения остаточных напряжений, предотвращения повреждений поверхностей технологической грязью. Наряду с изготовлением стержней по горячим ящикам, а также из холоднотвердеющих композиций, применением литья в кокиль, используются операции длительного искусственного старения отливок и охватывающего фрезерования поверхностей коленчатого вала. Последнее резко уменьшает усилия резания по сравнению не только с точением, но и с наружным фрезерованием. Поршни обрабатываются на высокопроизводительном прецизионном комплексе по технологии передовой специализированной фирмы. Аналогичные возможности реализуются и по поршневым кольцам, гильзам цилиндров, т.е. по всему цилиндропоршневому модулю.

Таким образом, как конструкция дизелей типа ЧН 14/14, так и в своей основе технология их изготовления характерны применением прогрессивных решений, соответствующих лучшим аналогам. Резервы повышения допускаемой нагруженности деталей наиболее целесообразно использовать для дальнейшего форсирования не только для улучшения энергетических показателей, но и снижения удельной массы, а также для улучшения топливной экономичности, улучшения экологических качеств. Реализации отмеченных положительных качеств и совершенствованию дизелей данного семейства уже на стадии проектирования способствовала мощная лабораторная база, ее современный и развивающийся методический базис. Эффективность реализации этих возможностей подтверждена опытом эксплуатации крупных серий дизелей. В результате при эксплуатации дизелей типа ЧН 14/14, в частности двенадцатицилиндровых, не отмечено локализации отказов по тем или иным системам. Подлежат решению лишь задачи повышения надежности ременных приводов агрегатов и других резинотехнических изделий (прокладки, резиновые кольца и др.) из резины повышенного качества на основе силиконовых каучуков. Их недостаточно высокое качество может ограничивать дальнейшее повышение ресурса дизелей.

Благодаря хорошей отработке рабочего процесса, невысоким механическим потерям двигателя данного типа по энергетическим показателям и топливной экономичности даже при применении систем турбонаддува с относительно невысокой эффективностью (48 %) были в начале 80-х годов прогрессивными. Установка более эффективных турбокомпрессоров, увеличение λ , p_z и доли активно используемого для сгорания воздуха, интенсификация его охлаждения позволяют приблизить их топливную экономичность к уровню лучших аналогов.

Уровень шума дизелей типа ЧН 14/14 существенно снижается при уменьшении частоты вращения коленчатого вала n , которое целесообразно и для улучшения топливной экономичности.

Токсичность отработавших газов дизелей 8ЧН 14/14, как видно из рис. 103, является умеренной. Концентрация окислов азота $NO_{x,г.о}$ при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и при $p_e = 1,1 \text{ МПа}$ не превышает 1900 мг^{-1} . Охлаждение наддувочного воздуха позволяет снизить соответствующую величину до 1500 мг^{-1} .

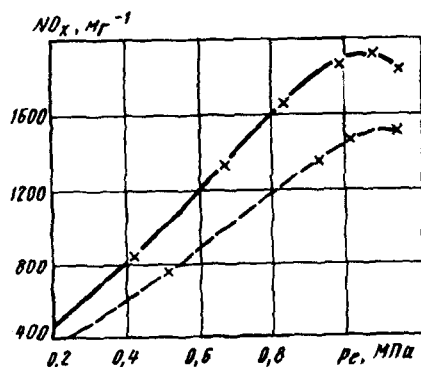
Таким образом охлаждение наддувочного воздуха является основным резервом как удовлетворения перспективных требований по токсичности при дальнейшем форсировании двигателей данного семейства, так и средством повышения их надежности и топливной экономичности.

Но соответствующее совершенствование должно опираться на рост КПД систем турбонаддува, повышение p_z , π_k и p_i . Освоение дизелей типоразмера ЧН 14/14 данного семейства полностью подтвердило целесообразность отмеченных методических принципов создания автомобильных двигателей с высоким турбонаддувом:

лабораторная отработка элементов в условиях, имитирующих

Рис. 103. Изменение содержания NO_x в отработавших газах дизеля 8ЧН 14/14 по нагрузочной характеристике:

— — — без охлаждения воздуха;
- - - с охлаждением воздуха



экстремальные условия эксплуатации, вероятность перегрузок, применение наиболее передовых конструктивных и технологических решений;

максимальное использование опыта специализированных фирм при работе как конструкции, так и технологии;

использование высокопроизводительного и прецизионного оборудования;

сотрудничество с фирмами — потребителями автомобилей, обеспечивающему наиболее полное соответствие двигателей условиям их применения на автомобилях или других объектах использования;

организация малосерийного производства дизелей до начала массового изготовления.

Подобные методика и организация работы в конечной мере способствовали отработке двигателей данного семейства еще до стадии завершенного выпуска на основном технологическом оборудовании.

Отмеченные требования и показатели двигателей автомобилей большой грузоподъемности, как правило, распространяются как на автопоезда, эксплуатируемые по дорогам общего пользования, так и на специализированные автомобили и шасси, как например, карьерные, лесовозные, лесовозные и др.

Но большая доля двигателей данного класса используется для эксплуатации автомобилей-самосвалов, эксплуатируемых на относительно больших дистанциях перевозок, включающих как участки строительства, загрузки и отвалов породы, так и длительное движение по дорогам общего пользования. Последнее заставляет ориентироваться на энергоемкость, близкую к магистральным автопоездам, во избежание увеличения транспортных потоков. Но некоторое дефорсирование двигателей по отношению к модификациям для магистральных автомобилей-самосвалов, как правило, практикуется во избежание нарушения безопасности движения.

В отличие от этого для двигателей автомобилей-лесовозов допускают параметры, близкие к двигателям магистральных автопоездов, что может быть объяснено ограничениями нагрузочных режимов, обусловленными более тяжелыми дорожными условиями.

ДИЗЕЛИ С ВЫСОКИМ ТУРБОНАДДУВОМ СЕМЕЙСТВА ЧН 21/21 ДЛЯ КАРЬЕРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В нашей стране и за рубежом интенсивно развиваются, а в ряде отраслей уже преобладают, открытые способы добычи минерального сырья с транспортированием автомобилями-самосвалами. В условиях ограни-

ченных скоростей движения их производительность может быть повышена, а затраты труда и топлива снижены путем увеличения грузоподъемности. Еще во второй половине 70-х годов грузоподъемность была повышена от 40 до 150...180 т, у автомобилей малосерийного выпуска — до 300 т и выше и для автомобилей, предназначенных для массовых перевозок, — до 80...120 т. Сформировалась категория специализированных, карьерных автомобилей особо высокой грузоподъемности от 80 т и более, их парк исчисляется тысячами. Номинальные мощности двигателей для этих автомобилей возросли до 750...1000 кВт, а при малом серийном выпуске до 1800 кВт и более.

Для удовлетворения спроса на двигатели мощностью около 750...800 кВт за рубежом используют двенадцати-шестнадцатилиндровые модели с диаметрами цилиндров до 145 мм, выполненные на базе автомобильных дизелей с цилиндрическими мощностями до 55 кВт. В диапазоне мощностей 800...1200 кВт применяют также многоцилиндровые двигатели с диаметрами цилиндров 146...170 мм и цилиндрическими мощностями до 80 кВт.

Более высокие мощности достигают использованием силовых агрегатов локомотивного типа с цилиндрами диаметром свыше 220 мм и цилиндрическими мощностями свыше 180 кВт. В каждой из этих групп двигателей проявляется тенденция к повышению цилиндрической мощности путем увеличения степени турбонаддува, без которого двигатели данного назначения не выпускают. При определенных достоинствах данного типажа зарубежных аналогов, выражающихся в ограниченных капиталовложениях при уже сложившихся производствах, относительно низкой себестоимости запасных частей, выпускаемых в большом количестве, невысокой (кроме тепловозных двигателей) удельной массе и умеренной стоимости, имеются и крупные недостатки. Среди них для двигателей крупносерийного производства могут быть отмечены относительно невысокий ресурс, повышенная трудоемкость технического обслуживания, большая номенклатура запасных частей и эксплуатационного инвентаря. Обеспечение надежного функционирования многоцилиндровых дизелей требует высокой культуры эксплуатации, чем это необходимо для малоцилиндровых дизелей (шести-восьмицилиндровых). Ввиду роста объема карьерных работ, а также преимуществ дизелей с большим диаметром цилиндров по ресурсу (рис.104) для автомобилей-самосвалов особо большой грузоподъемности в СССР создали семейство дизелей с диапазоном мощностей от 700... 1800 кВт (табл. 17). Импортятся также дизели PA4-185 (см. прил.).

Для автомобилей-самосвалов, выпускаемых в наибольших количествах, грузоподъемностью 80...120 т предусмотрено применение шести- и восьмицилиндровых дизелей. Двенадцатилиндровые модели уже

Таблица 17

Параметры	6ДМ-21А	6ДМ-21АФ*	8ДМ-21А	8ДМ-21Э	12ДМ-21А
Число цилиндров	6	6	8	8	12
Диаметр цилиндра, мм	210	210	210	210	210
Ход поршня, мм	210	210	210	210	210
Мощность, кВт	772	956	956	1176	1765
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1500	1500	1500	1500	1500
Среднее эффективное давление, МПа	1,45	1,77	1,34	1,66	1,65
Удельный расход масла (на "утар"), г/(кВт·ч)	0,8	0,7	0,8	0,8	0,8
Удельная масса двигателя, кг/кВт	6,02	4,86	5,8	1,72	4,8

* Перспективная модификация, выпускаемая небольшими сериями.

используются на автомобилях-самосвалах грузоподъемностью 180 т. Соответственно уже на первом этапе обеспечивается ряд номинальных мощностей 780...950...1750 кВт, чему соответствуют цилиндровые мощности 118...147 кВт. Частота вращения коленчатых валов дизелей была назначена из условия непосредственного привода генераторов электротрансмиссии — 1500 мин⁻¹. Для обеспечения высокой компактности, малой удельной массы при максимальной унификации моделей семейства для всех дизелей принято V-образное расположение цилиндров. Угол развала, равный 90°, позволяет иметь малую габаритную высоту, удобный доступ к агрегатам при техническом обслуживании.

Учитывая наличие отечественного опыта по легким, высокофорсированным дизелям, диаметр цилиндров был принят равным 210 мм, отношение хода поршня S к D равным единице ($CH\ 21/21$). Рабочий объем

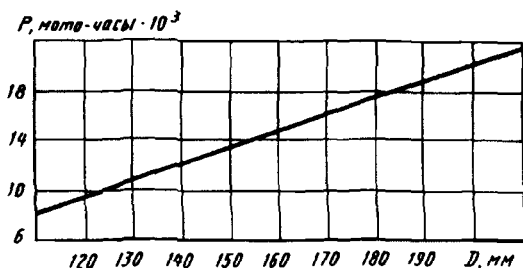


Рис. 104. Осредненная зависимость ресурса от диаметров цилиндров форсированных турбонаддувом дизелей

$V_h = 7,3$ л, средняя скорость поршня равна 10,45 м/с, среднее эффективное давление на номинальном режиме 1,45...1,77 МПа, литровая мощность до 22 кВт/л. Столь высокое форсирование определяет необходимость обеспечения высокого наддува со степенью увеличения давления воздуха до $\pi_k = 2,5...2,6$ и эффективного охлаждения наддувочного воздуха. Но при этом должен быть достигнут ресурс не менее 18 000... 20 000 моточасов до капитального ремонта.

Принятой схеме кривошипно-шатунного механизма шестицилиндровой модели присущи теоретические недостатки — неравномерное чередование работы цилиндров, неуравновешенность моментов сил инерции второго порядка. Последнее может быть устранено путем использования уравнивающего механизма. Но при большой массе силового агрегата, состоящего из дизеля и присоединенного к нему тягового генератора, применение данного механизма оказалось практически не нужным, хотя возможность его использования в конструкции заложена. Комплектация автосамосвалов БелАЗ электрическими трансмиссиями и отработка подвески силового агрегата, обеспечивающая минимальную передачу вибрационных возмущений на шасси автомобиля, определили незначительность негативного проявления неравномерности работы цилиндров. Динамические качества, равномерность работы остальных двигателей семейства обеспечены выбором схемы.

В конструкциях двигателей семейства ДМ (ЧН 21/21) в максимальной мере реализован принцип "модульности". Взаимозаменяемы не только детали массового производства, но и их комплекты для каждого цилиндра. Одинаковы межкосевые расстояния каждого ряда цилиндров, превышающие их диаметр на 56 %. Для всех моделей используется единый блок привода агрегатов, регулятор скорости, одинаковые, но в разных

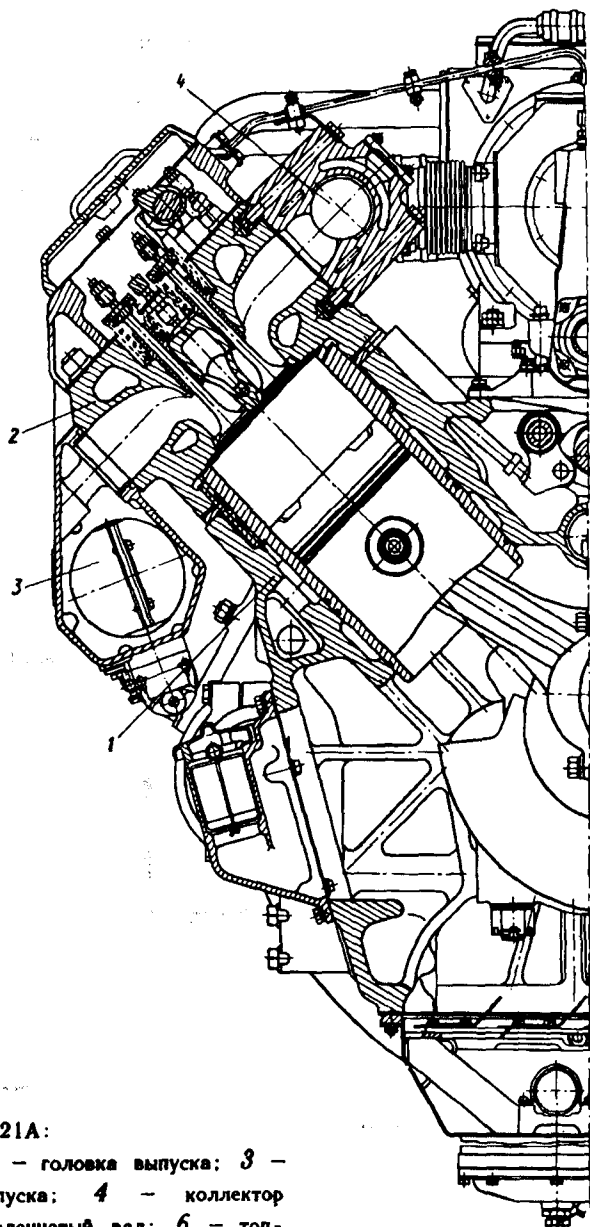
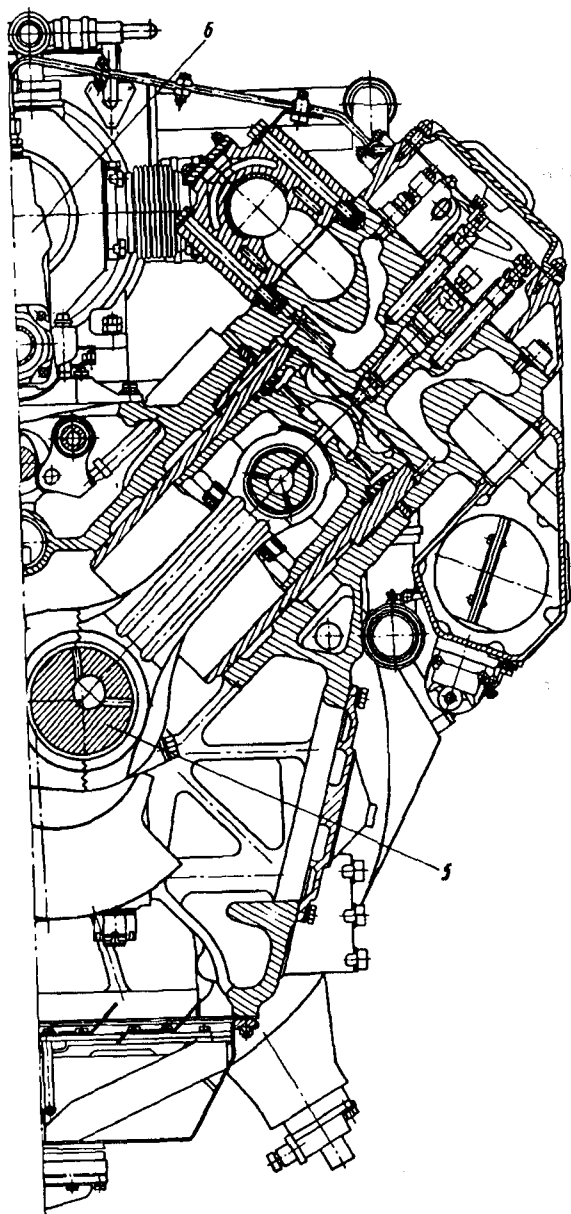


Рис. 105. Дизель 7ДМ-21А:

1 — блок цилиндров; 2 — головка выпуска; 3 —
коллектор системы выпуска; 4 — коллектор
системы впуска; 5 — коленчатый вал; 6 — топ-
ливный насос высокого давления



количествах фильтры. При подобной унификации резервы допускаемой нагруженности деталей тем больше, чем меньше число цилиндров модели. Это, в перспективе, позволяет в большей степени форсировать восьми- и особенно шестцилиндровые модели, повышать давление цикла как с целью форсирования, так и для улучшения топливной экономичности.

Бесспорным достижением разработчиков, применительно к тяжелым условиям работы, является создание механизма приводов без ремней, чем в сочетании с другими мероприятиями, обеспечивается высокая безотказность. Агрегатирование в максимальной мере учитывает потребности эксплуатации автомобилей. Предусмотрена возможность дополнительных приводов агрегатов автомобиля, необходимых для систем автомобилей по мере их совершенствования. Принцип построения и унификации семейства дизелей ДМ соответствует практике передовых специализированных дизельных фирм, таких, как ЯМЗ, "Серп и молот" (СССР), Даймлер-Бенц (ФРГ), Каминс (США).

Конструкция деталей дизелей ДМ во многих элементах сходна с конструкцией деталей автомобильных дизелей. Общая компоновка дизелей ДМ (рис.105, 106) сходна с компоновкой аналогов, хорошо зарекомендовавших себя при эксплуатации в СССР. Блок-картер из легированного чугуна (рис.107), его силовая схема характерна интенсивным оребрением переборок, применением "закрытых" торцовых стенок, большим расстоянием от коленчатого вала до плоскости соединения с поддоном, применением стальных массивных крышек коренных подшипников, соединяемых с картером как вертикальными шпильками, так и горизонтальными стяжными болтами. Подобная схема блок-картера отвечает опыту автомобильного дизелестроения, обеспечивая максимальную жесткость конструкции, хорошую технологичность. На боковых стенках блок-картера имеются лючки, позволяющие осуществлять монтаж шатунов, ревизию их подшипников. Каналы для подвода смазочного материала к кривошипно-шатунному механизму выполнены в форме сверлений в картере. В его верхней части сформированы отверстия для монтажа втулки распределительного вала. Последний приводит клапаны посредством рычажных роликовых толкателей и штанг. Необычным для применения на автомобилях является расположение коллекторов системы выпуска в развале цилиндров.

Как и у большинства современных форсированных двигателей, в каждой из индивидуальных головок цилиндров размещено по два впускных и два выпускных клапана.

Для крепления головок цилиндров и затяжки газового стыка вокруг каждой расточки под гильзы в блок-картере ввернуто на тугую резьбе по восемь равномерно расположенных шпилек.

В соответствии с опытом разработчиков и возможностями заготовительных производств на двигателях применены головки из алюминиевого сплава. В короткие сроки они были доведены до необходимой надежности (см. рис.110). Газовый стык уплотняется биметаллическими прокладками из стали, плакированной медью со стороны цилиндра. Уплотнение стыков головок гильзами вокруг каналов для циркуляции охлаждающей жидкости осуществляется кольцами из синтетической резины.

После доработки конструкции огневой поверхности головки цилиндров по результатам термометрических, тензометрических и расчетных исследований благодаря равномерному и интенсивному обжатию контактирующих поверхностей их значительных деформаций в пределах наработки 10 000 моточасов не наблюдалось. Специфична для высокофорсированного дизеля конструкция составных поршней (см. рис.83). Их головки, несущие компрессионные поршневые кольца, выполнены из стали. Каждая головка поршня стыкуется с тронком, выполненным из алюминиевого сплава, по плоскости, стягиваемой четырьмя шпильками, при установке которых используют анаэробные композиции. Поверхность стыка подвергается доводке по большой площади контакта с тронком. Между ним и головкой поршня образована полость для циркуляции смазочного материала, нагнетаемого из поршневой головки шатуна через канал в его стержне. Соединение головки с тронком по периферии уплотняется кольцом из маслостойкой резины. Маслосъемное кольцо размещают в верхней части тронка.

Современный комплект компрессионных поршневых колец при реализуемых в настоящее время уровнях форсирования характерен применением плоских торцовых поверхностей. Толщина слоя пористого хромового покрытия верхнего кольца не менее 0,25 мм, что обеспечивает его ресурс более 10 000 моточасов. Сочетание совершенного комплекта поршневых колец, в составе которого нижнее "скребкового" типа и далее хромированное маслосъемное с витым пружинным расширителем, с жесткой цилиндрической гильзой, равномерно охлаждаемой протоком воды через систему каналов в ее рубашке, с применением плосковершинного хонингования позволило обеспечить малый расход смазочного материала — 0,8 г/(кВт·ч), низкий темп изнашивания.

Юбка поршня выполнена овально-бочкообразной. Естественно, что применение составного поршня увеличило его себестоимость. Однако достигнутый эффект — практически полное исключение случаев выхода из строя поршней в процессе эксплуатации, достижение ресурса, соответствующего заданному на дизели, возможность дальнейшего совершенствования в направлении использования теплоизоляционных покрытий и

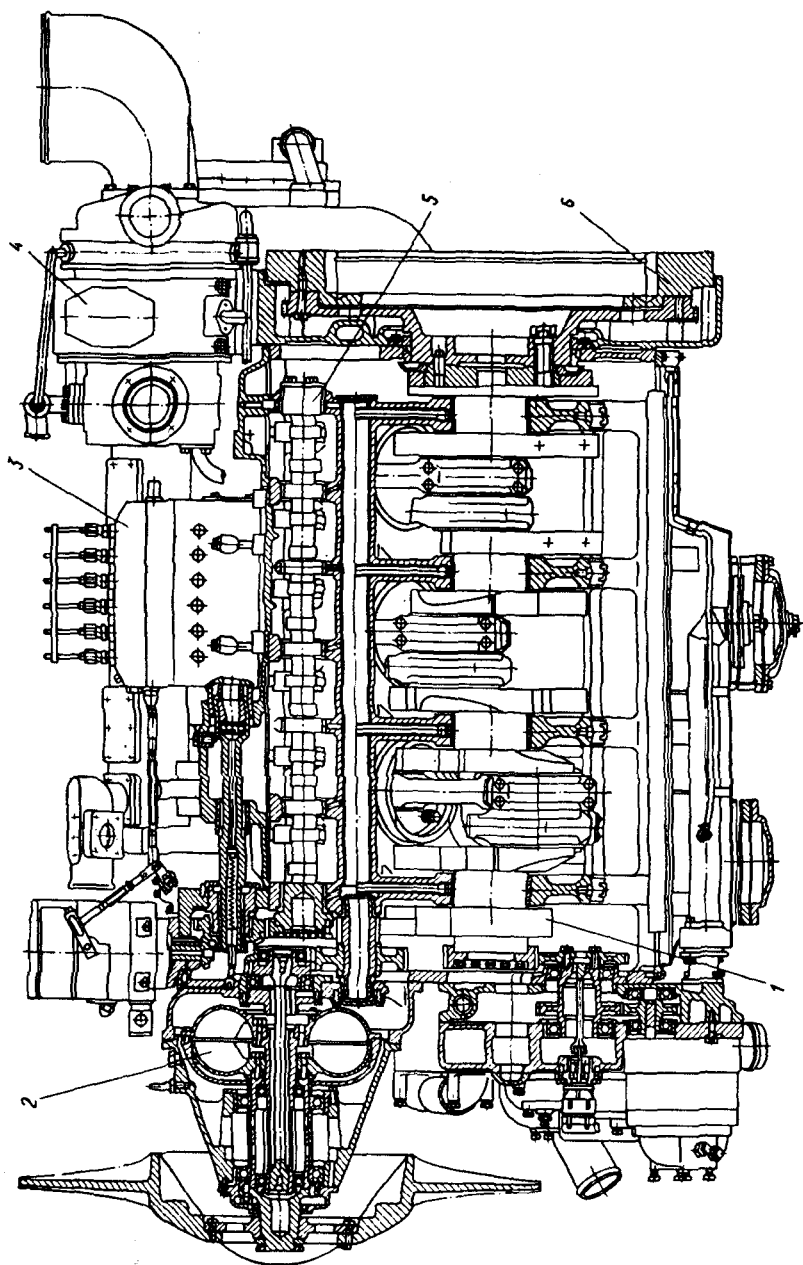


Рис. 106. Дизель 6ДМ-21А:

1 — коленчатый вал; 2 — гидромфта привода вентилятора; 3 — топливный насос высокого давления; 4 — турбокомпрессор; 5 — вал системы газораспределения; 6 — маховик

уменьшения расстояния от торца до верхнего поршневого кольца позволяет положительно оценить перспективность такого решения задач отработки поршневой группы высокофорсированного дизеля. Другая сложнейшая задача создания двигателей данного класса — отработка конструкции и технологии изготовления шатуна и особенно подшипник его кривошипной головки. Для двигателей ДМ была принята конструкции

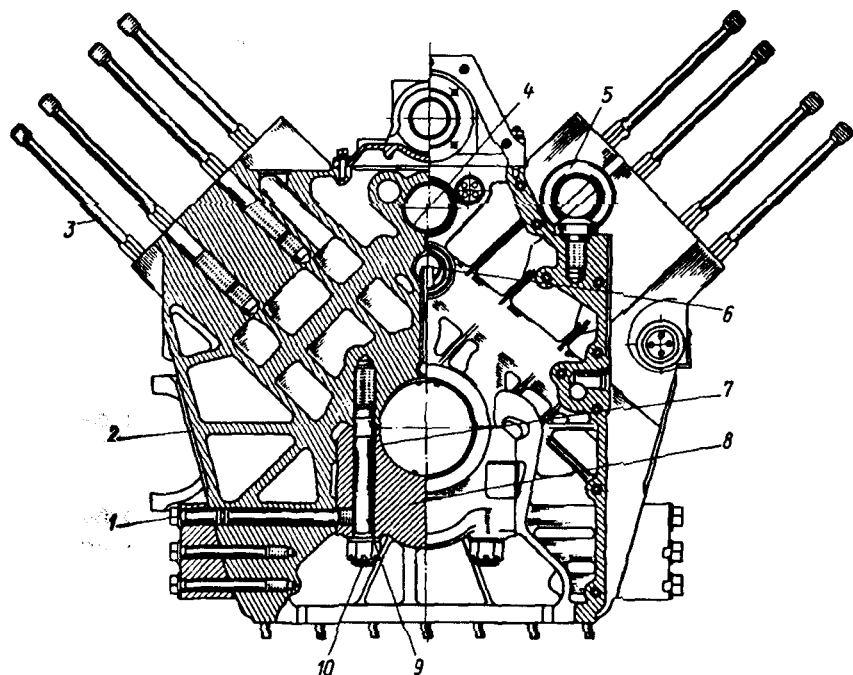


Рис. 107. Блок-картер дизелей ДМ-21А:

1 — полуанкерные болты; 2 — верхний картер; 3 — шпильки крепления головок цилиндров; 4 — постель вала системы газораспределения; 5 — рым; 6 — магистральный канал системы смазывания; 7 — постель коренного подшипника; 8 — крышка коренного подшипника; 9 — шпильки крепления крышки коренного подшипника; 10 — гайка шпильки

взаимозаменяемых шатунов, рядом расположенных на каждой кривошипной шейке, аналогичная реализуемой в отечественных двигателях ЧН 13/14, но с клиновидной поршневой головкой и "косым" разъемом "елочного" стыка. Число болтов в его соединении увеличено до четырех, применена штифтовая фиксация крышки по отношению к шатуну, проводится механическая обработка стержня для снятия концентраторов напряжений. Конструкции кривошипной головки шатуна и его крышки были отработаны с использованием расчетных методов МКЭ для обеспечения минимальных деформаций при рабочей толщине пленки смазочного материала в узле подшипника около 5 мкм. Потребовался также специализированный подбор высоколегированной стали, обеспечивающей минимальную деформацию в процессе длительной работы при высоком форсировании.

Данный комплекс мер в сочетании с введением парного шлифования шлицев кривошипной головки на станках типа "Эльбшлиф", использование прецизионных вкладышей подшипников трехслойного типа из сталей бронзовых заготовок, изготавливаемых непрерывным методом при улучшенной системе фильтрации смазочного материала и быстродействующей защите от "разноса" двигателя, позволил обеспечить надежную работу подшипников коленчатого вала. Немаловажную роль здесь играло использование в последние годы высокоточного металлорежущего оборудования, а также совершенная измерительная техника в форме компьютеризованного метрологического комплекса, применение азотирования коленчатых валов с нагреванием в вертикальном положении. Положительное значение имело равномерное снятие припусков, обеспечение малых усилий резания при обработке и, кроме того, применение двойной операции искусственного старения блоков цилиндров до черновой, а затем до чистовых операций. Их последовательность сочетается с прецизионным шлифованием и суперфинишированием валов, обеспечивающим как высокие точности (допуск на диаметр шеек 20 мкм, на некруглость 5 мкм), так и оптимальное состояние поверхности шеек коленчатого вала. Совершенствование смазочной системы заключалось в обеспечении бесперебойного поступления смазочного материала при пуске, в применении двойной системы фильтрации — полнопоточными фильтрами и центрифугой. Минимизация отклонений от идеальной геометрической формы подшипников и шеек, подвод хорошо отфильтрованного смазочного материала, применение совершенных трехслойных вкладышей подшипников способствуют высокому ресурсу подшипников и шеек коленчатых валов. Так, остаточный ресурс после наработки 8000 моточасов более чем в 2 раза превышает израсходованный.

Технико-экономические показатели дизелей типа ДМ, как и других

высокофорсированных дизелей, в решающей мере зависят от совершенства рабочего процесса, процессов в топливоподающей аппаратуре и в системе турбонаддува. По традиции транспортного и энергетического машиностроения, оправдываемой многолетним опытом, в дизелях ДМ применены открытые камеры сгорания в поршнях. Последние имеют глубокие выемки, предотвращающие "встречу" с клапанами в стадии большого перекрытия фаз газораспределения. Завихренность заряда не организована, хотя интенсивная турбулентность имеет место. В основу рабочего процесса положен принцип "подвода мелкораспыленного топлива к воздуху". В связи с этим в дизелях ДМ применены распылители форсунок с восемью отверстиями. Максимальное давление топлива на подводе к форсункам превышает 100 МПа. Обеспечение надежной работы топливоподающей аппаратуры при высоких давлениях потребовало освоения вначале модернизированных, а затем практически новых топливоподающих насосов высокого давления, позволяющих иметь умеренные контактные напряжения механизма, малую продолжительность впрыскивания, практическое отсутствие его аномалий таких, как "подвпрыскивание", после комплексной отработки линии высокого давления.

В свою очередь были отработаны распылители форсунок с высокой жесткостью корпусов, оптимизированной проточной частью, малым "подыгольным" пространством. В сочетании с совершенствованием нагнетательного клапана это позволило улучшить структуру топливных факелов, повысить топливную экономичность, в особенности на характерных для дизелей карьерных автосамосвалов нетяговых режимах.

Система автоматического регулирования — непрямого действия, с центробежным датчиком и гидромеханическим исполнительным механизмом обладает большими возможностями оптимизации совместной работы дизеля и электрической трансмиссии, обеспечивает минимальные усилия водителя для перемещения рейки топливоподающего насоса высокого давления, большую энергию регулирования.

В последние годы система была дополнена корректором топливоподачи в функции давления наддува, что особенно существенно при эксплуатации автомобилей в высокогорных условиях.

Введен электрический подогрев механизма регулятора скорости для обеспечения его функционирования в условиях очень низких температур. Улучшению функционирования дизеля в этих условиях способствует также освоение новой системы пуска: в дополнение к электростартерному применен пневмостартерный пуск, разработанный в НАМИ.

Применение мощного предпускового подогревателя обеспечивает возможность подогрева двигателя. Воздух, поступающий в компрессор,

зимой подогревается в расположенном на входе в него теплообменнике. В данном отношении системы охлаждения воздуха в отдельном контуре обладают неоспоримыми достоинствами.

В течение первых лет освоения опытно-промышленного производства развитие дизелей ДМ было нацелено на повышение надежности деталей, агрегатов, особенно — турбокомпрессоров. Шести- и восьмицилиндровые двигатели имеют по одному турбокомпрессору. Увеличение расстояний между лопатками турбокомпрессора для предотвращения их поломки привело к некоторому снижению его КПД. Последующее совершенствование проточных частей позволило повысить $\eta_{тк}$ до 0,5, что привело к заметному улучшению топливной экономичности дизелей, снижению напряженности деталей турбокомпрессоров, эффективности продувки. Крупное улучшение эффективного КПД дизелей достигнуто в 1986 г. благодаря применению турбокомпрессора нового поколения, имеющего рабочие колеса большого диаметра (230 вместо 180 мм), усовершенствованное "облапачивание" и выходной диффузор, предложенные НАМИ. Наряду со снижением удельного расхода топлива на 7...10 г/(кВт·ч) (рис.102) турбокомпрессор нового поколения обеспечил значительное снижение тепловой напряженности деталей, о чем свидетельствует снижение температуры отработавших газов более чем на 50 К. Значительно снизились также напряженность и вероятность отказов турбокомпрессора, дымность и токсичность отработавших газов.

Среди особенностей конструкции высокофорсированных дизелей ДМ и их систем следует обратить внимание на комплекс элементов сигнализации и защиты от аномального функционирования как при подготовке автомобиля к работе, так и при движении в карьерах. Так стартер не может быть включен до того, как давление смазочного материала в системе достигнет безопасного уровня. Дизель оборудован механизмом аварийной остановки, перекрывающим поступление воздуха в коллекторы систем впуска. Механизм включается электромагнитным стоп-устройством по сигналам об аварийном состоянии систем, в частности, падении давления смазочного материала, завышении частоты вращения коленчатого вала ("разнос"). Защита от последнего предусматривает резервирование, поскольку "разнос" приводил бы к недопустимой деформации шатунов.

Кроме того, имеется сигнализатор засоренности воздушных фильтров, сигнализаторы завышенности температур смазочного материала и охлаждающей жидкости.

Шести- и восьмицилиндровые дизели ДМ оборудуются литыми крыльчатками вентилятора, приводимыми гидромуфтами переменного наполнения,

обеспечивающими поддержание оптимальной температуры охлаждающей жидкости.

К настоящему времени дизели ДМ доведены до технического уровня лучших аналогов как по компактности, удельной массе, топливной экономичности, так и по ресурсу. Дизели аттестованы по высшей категории качества. Тем не менее коллектив разработчиков продолжает совершенствовать двигатели, готовя программу их крупного улучшения. Так, помимо отмеченного перехода на турбокомпрессоры и топливоподающую аппаратуру нового поколения осуществлено переоборудование системы смазывания с заменой "сухого" картера "мокрым". Это повысит надежность коммуникаций систем, что особенно важно при экстремальных условиях эксплуатации автосамосвалов в карьерах.

Положительным результатам работ по совершенствованию дизелей ДМ способствовали всесторонние исследования их конструкции и процессов как в цилиндрах, так и в системах и агрегатах.

Для исследования рабочих процессов в двигателях и процессов в топливоподающей аппаратуре были созданы одноцилиндровые установки, в большой мере имитирующие реальные процессы, протекающие в соответствующих элементах полноразмерных дизелей, в том числе и в системах турбонаддува. Их характерными чертами являются: применение автономного привода всех агрегатов энергообеспечения, в том числе подача сжатого воздуха; принятие эффективных мер к очистке воздуха от смазочного материала; нагревание нагнетаемого воздуха отработавшими газами до рабочих температур, соответствующих полноразмерному двигателю; воспроизведение условий газообмена, соответствующих цилиндру полноразмерного двигателя, путем поддержания как среднего за цикл, так и пульсирующего давлений соответственно на подводе воздуха и выпуске газов из головки цилиндров.

Для индицирования цилиндров и топливоподающей аппаратуры использовалась электронная аппаратура новейшего поколения, позволяющая получить как осредненные за несколько циклов индикаторные диаграммы, так и среднее индикаторное давление. Особое внимание уделялось имитации противодействия выпуску газов из цилиндров, которое, с одной стороны, способствовало бы полноразмерному двигателю и, с другой, не вызывало бы аномалий функционирования механизма системы газораспределения. Методические исследования показали, что применительно к условиям высокого турбонаддува дизелей достаточно достоверные результаты может давать имитация газообмена с воспроизведением манометрических давлений, измеряемой термопарами температуры отработавших газов, эквивалентных полноразмерному двигателю. В

конечной мере было обеспечено соответствие индикаторных показателей, измеряемых на отсеке, с показателями одного из цилиндров полноразмерного двигателя с погрешностью не более 4 %. Весьма существенной оказалась возможность достоверного определения на одноцилиндровой установке токсичности отработавших газов, соответствующей полноразмерному двигателю, воспроизведение реального рабочего процесса не только на номинальном режиме, но и по всей рабочей характеристике дизель-генераторной установки.

Отмеченное позволило развернуть систематические исследования, направленные на выбор оптимальных вариантов конструктивного выполнения деталей дизеля и его топливоподающей аппаратуры. Так, сравнительное исследование торондных камер сгорания, профили которых приведены на рис. 108, а также вариантов топливных факелов не выявили возможностей совершенствования индикаторных показателей путем перехода от традиционных камер сгорания, применяемых на отечественных транспортных дизелях (кривая 1) с отношением диаметра горловины $D_{гр}$ к диаметру цилиндра $D_{ц}$, равному 0,76, в сравнении с камерами с большими диаметрами горловины 2 и меньшими объемами заряда в области распылителя форсунки [8].

В результате исследований было установлено, что в процессе впрыскивания топлива в дизелях ДМ при традиционном для транспортных дизелей способе смесеобразования и исходной форме камеры сгорания при номинальном режиме факел топлива лишь в малой степени осаждается на стенках камеры сгорания, что свидетельствует об интенсивном распыливании и испарении.

На частичных нагрузках, соответствующих генераторной характеристике силового агрегата, доля топлива, контактирующего со стенками камеры сгорания, значительно возрастает, что может быть объяснено

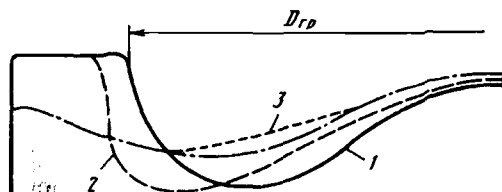


Рис. 108. Стандартный и экспериментальные варианты камер сгорания:
1 — стандартный; 2 — с увеличенным диаметром горловины;
увеличенным объемом периферийных частей

снижением плотности заряда. Негативный эффект контакта топлива со стенками проявляется в большой степени для камер с уменьшенной горловиной.

Значительно больший эффект дал переход от традиционного выполнения распылителей форсунок (рис.109, вариант I) с сопловыми отверстиями, питаемыми из "колодца" под иглой распылителей, к распылителям, в сопловые отверстия которых топливо поступает из конической щели, образующейся при подъеме иглы форсунки (рис.109, вариант II), а объем колодца уменьшен.

Замена традиционного распылителя на опытный в пределах всей генераторной характеристики дизель-электрического агрегата приводит не только к значительному (до 10 г/(кВт·ч) уменьшению индикаторного удельного расхода топлива, но и к большому (до 0,5 единиц шкалы фирмы Бош) уменьшению дымности отработавших газов и содержания несгоревших углеводородов в продуктах сгорания. Последний эффект совпадает с результатами исследований, проведенных на автомобильных дизелях с меньшими диаметрами цилиндров как без наддува, так и с низким наддувом. При отмеченных положительных результатах замена исходного распылителя опытным, способствуя повышению эффективности сгорания, приводит к заметному отрицательному явлению – увеличению содержания окислов азота в отработавших газах. Этот недостаток, как известно, может быть устранен путем снижения температуры конца сжатия. Одна из возможностей заключена в увеличении КПД турбокомпрессоров, в особенности компрессора. Повышение давления распыливания топлива, сокращение продолжительности впрыскивания, диктуемые стремлением к

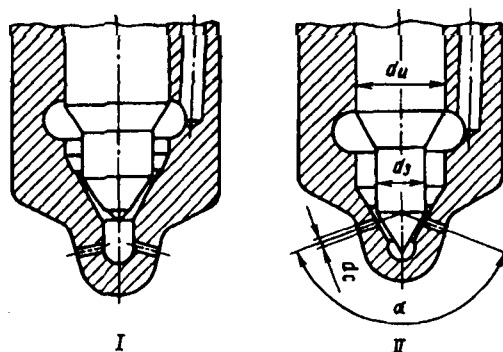


Рис. 109. Варианты распылителей форсунок:

I – оптимизированный; II – стандартный

повышению плотностей заряда дизелей с высоким турбонаддувом, потребовали проработки комплекса мероприятий по ликвидации подвыпрыскивания топлива. Наиболее значительные результаты были получены путем уменьшения отсасываемого объема нагнетательного клапана. Одним из препятствий к повышению энергии распыливания топлива в дизелях ДМ на первом этапе их освоения оказалась недостаточная механическая прочность топливных насосов высокого давления как механизма движения плунжеров, так и корпусных деталей. Переход на асимметричные профили кулачков вала топливоподающего насоса, другие мероприятия по снижению контактной напряженности, резкое увеличение жесткости корпуса топливоподающего насоса путем ликвидации "окна" в корпусе обеспечили возможность не только устранения разрушений, но и постановки вопроса о дальнейшем повышении энергии распыливания топлива. Практическая ликвидация подвыпрыскивания позволила значительно ослабить крупный эксплуатационный недостаток дизелей ДМ, отмечавшийся при эксплуатации двигателей первых партий — закоксовывание распылителей форсунок после непродолжительной работы. К началу выпуска дизелей по основной технологии интервал, соответствующий техническому обслуживанию топливных форсунок, был доведен до 500, а затем и до 1000 моточасов.

Циклограмма работы дизелей карьерных автомобилей с большой долей работы на холостом ходу и при малых нагрузках определила необходимость в проведении изысканий, направленных на повышение равномерности подачи топлива на этих режимах.

Неравномерность топливоподачи на этих режимах возрастает по мере роста форсирования двигателя путем наддува, поскольку максимальная подача по отношению к двигателям без наддува и с низким наддувом увеличивается пропорционально росту мощности на режимах, близких к номинальному, но остается практически равновеликой на режимах холостого хода. Следовательно, по мере роста наддува увеличивается диапазон цикловых подач топлива и усложняется решение задач повышения равномерности топливоподачи во всем диапазоне генераторной характеристики.

Среди исследованных направлений наиболее существенные результаты дало изменение характеристик нагнетательного клапана в результате замены грибового на пластинчатый. Этот результат хорошо согласуется с данными ряда исследований, показавших, что одним из основных факторов неравномерности топливоподачи на режимах малых нагрузок является "разнобой" в уровнях остаточных давлений на линии нагнетания топливоподающей аппаратуры, который может быть уменьшен при отмеченном изменении конструкции нагнетательных клапанов.

Еще более радикальным средством повышения равномерности топливоподачи секциями топливоподающей аппаратуры может оказаться введение дополнительного устройства для регулирования подачи на малых нагрузках.

Поскольку дизели ДМ, устанавливаемые на автомобили-самосвалы БелАЗ, эксплуатируются в условиях плохо вентилируемых карьеров, большое внимание при доработке дизелей было уделено разработке мероприятий по снижению токсичности отработавших газов. Для исследований были использованы одноцилиндровые установки. Помимо отмеченной возможности снижения токсичности в результате изменения структуры топливного факела было обращено особое внимание на исследование путей снижения концентрации в продуктах сгорания окислов азота NO_x , которые в отличие от остальных токсичных компонентов не могут быть нейтрализованы в относительно простых и компактных устройствах, доступных для размещения на автомобилях. Кроме того, следует отметить, что доля NO_x в общем балансе токсичности дизелей превышает 60 %. Известно, что концентрация NO_x интенсивно возрастает по мере повышения топливной экономичности дизелей в результате роста максимальной температуры цикла. Исследования [8] позволили выдвинуть концепцию снижения концентрации NO_x путем уменьшения неравномерности температурного поля при высокой среднемассовой температуре газа в цилиндре. Было установлено, что дефорсирование дизеля без применения других мероприятий приводит к увеличению удельного выброса NO_x . При определенном уровне $p_z = 13$ МПа заметное снижение концентрации NO_x может быть достигнуто в результате некоторого повышения степени сжатия ϵ от исходного значения (12,5) до 13,5. Последнее позволяет также заметно снизить индикаторный удельный расход топлива, доведя его до 179 г/(кВт·ч), и улучшить пусковые качества двигателя. Концентрация NO_x может быть снижена в результате роста давления наддува, позволяющего понизить максимальную температуру рабочего цикла. Существует мнение о возможности снижения концентрации окислов азота путем активизации турбулизации заряда, подготовленного к сгоранию.

Помимо регулирования равномерности топливоподачи на режимах, близких к номинальному, склонность к закоксовыванию распылителей возрастает по мере роста форсирования в результате интенсификации подвода тепла. Опыт эксплуатации дизелей ДМ показал целесообразность принятия

компенсирующих мер в сочетании с устранением подвыпрыскивания, таких, как повышение массивности корпуса распылителя форсунки. Немаловажной является и рационализация подвода охлаждающей жидкости к гнезду под форсунку в головке цилиндров. Конструкция последней в дизелях ДМ отработана в направлении исключения возможности попадания топлива из коммуникаций форсунок в картер.

Совокупность исследований рабочего процесса и процессов в топливоподающей аппаратуре дизелей ДМ позволила обеспечить благоприятные индикаторные показатели ($\eta_i = 0,48$) при максимальном давлении цикла, равном 13 МПа, малой дымности отработавших газов.

Рациональность традиционной для отечественных высокофорсированных транспортных дизелей концепции организации рабочего процесса в камерах сгорания открытого типа с глубокими вырезами в зонах сопряжения и с клапанами при большом перекрытии фаз газораспределения, относительно невысокой степени сжатия и подвода мелкораспыленного топлива к воздуху в целом достаточно хорошо оправдалась, но возможности дальнейшего совершенствования имеются.

Из исследований, направленных на повышение надежности дизелей ДМ, в качестве примера отметим работы по увеличению прочности головок цилиндров путем сочетания изучения напряженно-деформированного состояния и термоусталостных испытаний. Для последних был применен безмоторный стенд с электрическим подогревателем, позволившим реализовать до 500 теплосмен в месяц. Стенд давал возможность с достаточной достоверностью воспроизводить реальное поле температур огневой поверхности головок цилиндров. Были исследованы температурные напряжения при различной конфигурации стенок днища головки [12]. Их "критической" по надежности областью были межклапанные перемычки. Температурные напряжения в них были снижены путем уменьшения градиента температур в радиальном направлении, а механические напряжения особенно растяжения — путем увеличения сечения периферии днища (рис.110). Сочетания данных изменений головок цилиндров и интенсификация охлаждения межклапанных перемычек потоком воды, прокачиваемой через специальные сверления, позволили снизить напряжения в межклапанных перемычках более чем на 50 %, исключить появление трещин в условиях эксплуатации.

В результате мероприятий, выработанных при исследовании, проведенном в условиях подконтрольной эксплуатации, наработка на отказ дизелей ДМ в последние годы доведена до уровня, не уступающего лучшим аналогам, а ресурс до капитального ремонта превышает ресурс последних.

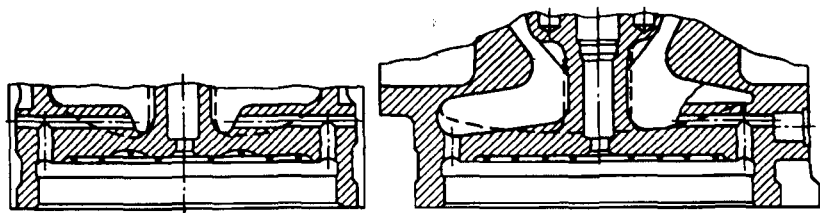


Рис. 110. Конфигурации огневых стенок головок цилиндров:
штриховая линия — оптимизированная

Созданные в последнее время резервы допускаемой нагруженности деталей дизелей типа ДМ используются как для повышения их мощности, так и для улучшения топливной экономичности в результате увеличения p_z [14].

Обобщая опыт создания, освоения производства и эксплуатации дизелей ДМ можно отметить следующее:

концепция замены дизелей с большим числом цилиндров на дизели с меньшим числом и большими диаметрами цилиндров вполне оправдалась повышением ресурсов, снижением трудоемкости технического обслуживания;

практически доказано, что применение высокого наддува при условиях рационального выполнения конструкции, прогрессивной технологии изготовления не только не снижает надежности, но и позволяет ее повысить по сравнению с малофорсированными автомобильными дизелями;

показана оправданность всесторонней лабораторной отработки и расчетных исследований высокофорсированных дизелей перед их серийным производством, но в ходе последнего неизбежен учет опыта длительной эксплуатации в разнообразных тяжелых условиях, чем оправдывается использование гибких технологий;

выявлена первостепенная роль как отработки деталей высокофорсированных двигателей, так и их систем турбонаддува и топливоподающей аппаратуры; особенно велико влияние КПД турбокомпрессоров как на надежность, так и на топливную экономичность;

накопленный опыт заслуживает распространения на дизели для автомобилей всех классов грузоподъемности.

**ДИЗЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ
ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ С НАГРУЗКОЙ
НА ВЕДУЩУЮ ОСЬ 60 КН**

В нашей стране развито массовое производство восьмицилиндровых дизелей типоразмера 8Ч 12/12 для массовых грузовых автомобилей средней и повышенной грузоподъемности КамАЗ (рис.111). Наряду с ними серийно выпускаются унифицированные с данной базовой моделью шестицилиндровые дизели с цилиндрами того же типоразмера для автомобилей КАЗ (6Ч 12/12).

Для обеих моделей предусмотрен выпуск следующего поколения двигателей с турбонаддувом, с повышенными энергетическими показателями. Из основных требований при разработке приоритет отдавался обеспечению высокой топливной экономичности при малой удельной массе, максимальному удовлетворению условий работы двигателя в составе автомобиля при хороших условиях работы водителя, удобстве и минимальной трудоемкости технического обслуживания. Большое внимание было уделено приспособлению двигателя к тяжелым режимам эксплуатации в условиях длительного отрыва от баз эксплуатации, движения по разнообразным, в том числе плохим, дорогам, нередко с перегрузками, при большой запыленности воздуха, в экстремальных условиях.

В то же время учитывались перспективы развития семейства двигателей как в направлении увеличения числа цилиндров до десяти, так и их уменьшения до шести. Создание моделей следующего поколения с турбонаддувом предусматривалось при отработке конструкции в расчете на последующее использование перспективных материалов, методов упрочнения и повышения компактности.

В свою очередь работы над моделями с наддувом, начатые уже на первых этапах отработки дизелей типа ЧН 12/12, способствовали ускорению повышения их надежности.

Двигатели семейства ЧН 12/12 были сконструированы с максимальным использованием опыта создания и освоения дизелей ЯМЗ предыдущих поколений. Для обеспечения высокой компактности, малой удельной массы, высокой приемистости, хорошей сочетаемости с шасси и кабиной автомобиля в них была, как и у четырехтактных дизелей первого поколения, реализована схема с двухрядным, V-образным расположением цилиндров, с преобладающим выпуском восьмицилиндровых моделей, пользовавшихся в начале 70-х годов по совокупности положительных качеств высоким спросом. Унификации моделей, осуществлению принципа модульности способствовало применение впервые в практике отечественного автомобильного двигателестроения индивидуальных головок цилиндров. Их термомехани-

ческая напряженность была снижена по сравнению с отечественными автомобильными дизелями предыдущих поколений благодаря уменьшению температурных напряжений вследствие малой длины индивидуальных головок. Принятие в качестве "базового" материала головки цилиндров алюминиевого сплава оправдывалось интенсификацией теплоотвода от форсунок и выпускных клапанов, снижением температурных градиентов, а потому напряжений, технологичностью производства и капитального ремонта. Достоинством является, в частности, возможность широкого использования кокильных элементов литейной оснастки, расширения оптимизации геометрии впускных органов и благодаря этому аэродинамики заряда.

Недостатки данного решения: повышенная податливость, пластичность — были компенсированы армированием сталью, в участках контакта с цилиндрами бобышек под болты крепления головок, крепления коллекторов. Удалось также предотвратить коррозию и эрозию потоками охлаждающей жидкости как путем использования в качестве "штатного" хладагента низкозамерзающей жидкости, так и путем герметизации граничных участков податливыми полимерными соединителями, а также путем химической обработки омываемых жидкостью поверхностей головок.

Но пока неустраненным относительным недостатком головок цилиндров из алюминиевых сплавов остается повышенный отвод теплоты от рабочего тела и выпускных газов в выпускных патрубках и через огневую поверхность днища. Интенсификация отвода теплоты потребовала некоторого увеличения степени сжатия (на 0,5...1,0) по сравнению с двигателями, имеющими чугунные головки цилиндров. Но полностью предотвратить длительный выброс белого или голубого дыма в процессе прогрева двигателя, в особенности при понижении степени сжатия, необходимом при наддуве, пока не удалось, хотя решения имеются.

Рабочий процесс, процессы в топливной системе обрабатывались с учетом не только обеспечения высокой топливной экономичности, необходимых экологических качеств, при относительно большой частоте вращения коленчатых валов, но и применения в будущем низкого и среднего наддува. Условия последнего были предусмотрены при отработке прочности и жесткости деталей двигателя, их соединений, которые рассчитывались на увеличение максимального давления цикла до 11 МПа, что на 37 % выше, чем у двигателя без наддува. Наиболее напряженными деталями, лимитирующими уровень π и потому p , оказались вкладыши шатунных подшипников коленчатого вала^к и поршневые пальцы^з. Достаточную стойкость первых в условиях применения двухступенчатой очистки смазочного материала удалось обеспечить благодаря использованию в 70-х годах принципиально новой технологии непрерывного изготовления ленточной

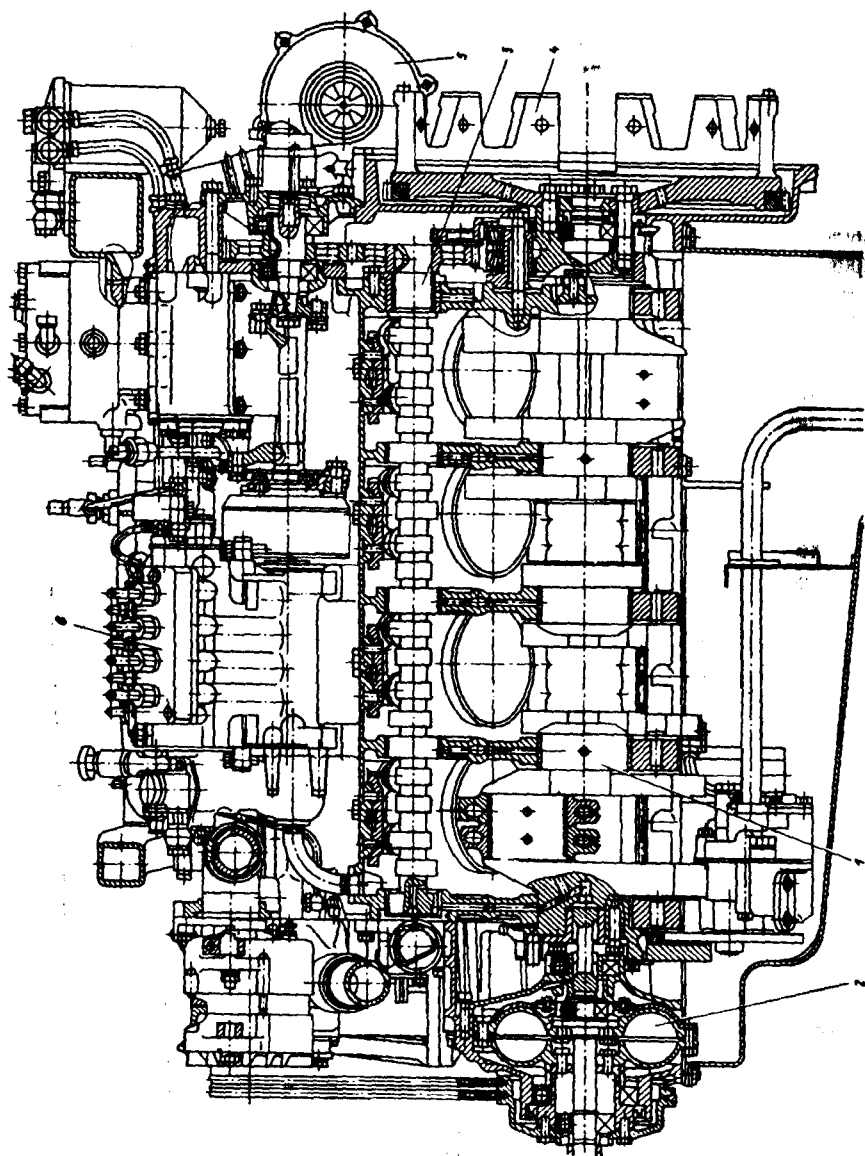


Рис. 111. Дизель 8ЧН 12/12:

1 — коленчатый вал; 2 — гидромфта привода вентилятора; 3 — системы газораспределения вал; 4 — маховик; 5 — турбокомпрессор; 6 — топливный насос высокого давления

заготовки со стальной основой, никелевым подслоем, основным антифрикционным слоем из свинцовой бронзы и приработочным тонкослойным покрытием свинцово-оловянистым сплавом.

Для снижения податливости, повышения стойкости поршневых пальцев при клиновидной поршневой головке шатуна оказалось достаточным уменьшение диаметра облегчающего отверстия. Потребовалось, однако, повышение жесткости кривошипных головок шатунов. Удовлетворительного протекания рабочего процесса удалось добиться при применении наклонного по отношению к оси цилиндров расположения форсунок, при сохранении традиционной для дизелей ЯМЗ камеры сгорания ω -образного сечения, с относительно большим диаметром горловины.

Несмотря на применение головок цилиндров из алюминиевого сплава, температура распылителей форсунок в условиях даже низкого ($\pi = 1,6$) наддува поднималась выше 513 К. Потребовалось изыскание средств по снижению температуры, например, путем применения уплотнительных колец в сопряжении распылителей с отверстиями головок.

В последние годы был значительно увеличен интервал наработки, после которой требовалось техническое обслуживание форсунок. Это достигнуто осуществлением самокомпенсации давления отрыва игл распылителей. Для снижения давлений цикла и механических потерь при наддуве предусматривалось понижение степени сжатия в пределах 0,5...1,0. Дальнейшее уменьшение ϵ приводило к ухудшению пусковых качеств, длительному выбросу белого дыма в процессе прогрева двигателя после пуска. Увеличение цикловой подачи топлива при наддуве должно сочетаться с ростом энергии распыливания топлива, которое в модификациях дизелей ЧН 12/12 с турбонаддувом было повышено, соответственно увеличено давление топлива на участке подвода к форсункам с 35...40 до 45...50 МПа. Дальнейшее повышение энергии лимитируется жесткостью деталей топливоподающего насоса высокого давления. Вследствие плотной компоновки головок цилиндров, технологических ограничений на этапе освоения и развертывания серийного выпуска дизелей 8ЧН 12/12 потребовалось применять выпускные патрубки, тангенциально расположенные по отношению к цилиндрам.

В последние годы в НАМИ совместно с КамАЗ отработана конструкция винтовых выпускных каналов. Проведенные исследования показали, что в

этом случае более устойчив спектр пульсационных составляющих энергии заряда, но требуется более совершенная методика оценки аэродинамических качеств.

Выпускные патрубки головок цилиндров были отработаны с учетом газодинамических исследований, позволивших свести к минимуму энергетические потери при повороте канала из горловины в выпускной участок, перпендикулярный оси цилиндра. Значимость отработки всех перечисленных элементов повышалась в условиях турбонаддува. При низком наддуве удалось сохранить без существенного снижения топливной экономичности ту же интенсивность завихривания заряда, как и у базовых двигателей без наддува.

Устройству агрегатирования двигателей ЧН 12/12, надежности его элементов способствовало размещение механизма привода основных агрегатов со стороны заднего конца коленчатого вала, в зоне минимальной амплитуды его крутильных колебаний. Правда, при этом в условиях отсутствия демпфера в моделях с числом цилиндров менее десяти возникли осложнения в выполнении надежного узла привода насоса в системе смазывания. Необходимые решения задачи найдены путем снижения динамических нагрузок на шестерни, например путем компенсации зазора в их сопряжении с шестерней переднего конца коленчатого вала, снижения момента инерции шестерен привода насоса.

Применена "двойная" система фильтрации смазочного материала в полнопоточном фильтре и частично-поточной центрифуге, а также его центрифугирования в полостях шеек коленчатого вала. Это позволило добиться удовлетворительной работы шатунных подшипников при толщине пленки смазочного материала, равной 6 мкм. Найдены прогрессивные решения задач привода агрегатов, необходимых для энергообеспечения систем автомобиля. Привод большинства этих агрегатов осуществляется шестернями; привод вентилятора регулируемой гидромуфтой, в большинстве модификаций без клиноременной передачи. Обеспечен легкий пуск двигателя при низких температурах за счет использования мощного стартера с храповым механизмом муфты включения, электрофакельного устройства, предпусковых подогревателей. В дополнение к этому для экстремальных условий возможно использование устройств "Старт-пилот". Выполнение шатунов усовершенствовано применением клиновидной поршневой головки, призонных болтов в соединении с крышкой кривошипной головки. Кроме того, диаметр болтов увеличен с 12 до 13 мм. Освоение производства дизелей КамАЗ позволило осуществить качественный скачок в области технологии автодизельного производства. Помимо указанного решения по подшипникам скольжения с заготовками, изготавливаемыми

непрерывными методами, используются современные поршневые кольца, поршни с "нирезистовыми" вставками, высокоточные резьбовые соединения, не требующие подтяжки в процессе эксплуатации. Все это облегчает решение задач форсирования дизелей.

Большое внимание было уделено обеспечению надежной, экономичной, экологически и эргономически совершенной работы двигателей семейства не только на режимах больших нагрузок, но и при малых нагрузках "нетяговых" режимов. В частности, специальными исследованиями и отработке была подвергнута ранее мало применявшаяся на отечественных автомобилях система вспомогательного моторного тормоза. Ограничения в эффективности его действия, обусловленные нарушением нормального функционирования клапанного механизма, были ослаблены путем повышения запасов стойкости последнего в результате увеличения усилий пружин, а также повышения контактной прочности деталей привода клапанов. Но наряду с этим были найдены решения по предпочтительному выполнению системы выпуска, устройству тормозной заслонки и ее приводу. Все эти изменения приобрели к настоящему времени повышенную актуальность в связи с предстоящим широким внедрением наддува. Внедрен прогрессивный комплект поршневых колец с покрытием второго из них, на первом этапе, молибденом и впоследствии — плазменной композицией: с утолщенным слоем хрома на первом компрессионном кольце, а также и на малосъемном.

В дизелях Ч 12/12 применена подгонка надпоршневых зазоров путем автоматизированной обработки торцов днищ поршней по совокупности размеров остальных деталей, входящих в размерную цепочку. Но этот метод к настоящему времени уже уступает по отношению к предложенному ЯМЗ методу регулирования надпоршневого зазора путем подбора толщин стальных прокладок головки цилиндра. Повышение прочности коленчатого вала достигнуто благодаря уменьшению остаточных напряжений. Этому, а также росту коэффициента использования металла способствовало изготовление заготовок коленчатых валов путем "выкручивания" отштампованной с малыми припусками заготовки. Снижению остаточных напряжений в коленчатых валах способствовала их предварительная обработка многорезцовыми фрезами взамен точения. Дальнейшим шагом вперед является охватывающее фрезерование. Эффективное упрочнение коленчатого вала было осуществлено закалкой галтелей при современной технологии, учитывающей интенсивность теплоотвода в соседние участки при нагревании токами высокой частоты.

Благодаря прогрессивной технологии, минимизации остаточных напряжений, применению комплексно-легированной стали 42ХНМФА, ее эффективному упрочнению надежность коленчатых валов дизелей ЧН 12/12 несмотря

на меньшие относительные размеры элементов удалось довести до уровня, не уступающего двигателям ЧН 13/14, предусмотрев в качестве резерва для использования высокого турбонаддува упрочнение коленчатых валков путем азотирования. Положительную роль сыграло эффективное снятие заусенцев, образующихся при механической обработке, электрохимическими методами. Прочность блока цилиндров была повышена в результате использования современного комплекта литейного оборудования, позволяющего осуществлять легирование после плавки, наряду с совершенствованием системы оребрения отливки.

Большим достижением было изготовление деталей дизелей КамАЗ с высокоточными резьбой и нормальными, применение прогрессивной автоматизированной сборки и испытаний и, наконец, что имело важнейшее значение, внедрение заводского капитального ремонта и фирменного сервиса.

Весь положительный опыт отработки конструкции и технологии производства и совершенствования эксплуатации дизелей Ч 12/12 должен был способствовать опережающему повышению надежности, созданию предпосылок для развития на базе этих дизелей семейства дизелей с низким, а затем и средним турбонаддувом.

Крупным шагом вперед в технологии дизелей было широкое внедрение активного контроля в ходе изготовления деталей, быстропереналаживаемых с активным контролем линии для параллельного выпуска нескольких находящихся на производстве моделей и модификаций, в том числе с наддувом. Это нашло решение в элементах гибкой технологии последующих лет.

К периоду развития работ по созданию прототипных образцов двигателей Ч 12/12, а затем и ЧН 12/12 усилившаяся лабораторная база фирмы позволила интенсифицировать отработку конструкции в лабораторных условиях. Большое внимание было уделено отработке рабочего процесса как по оптимизации завихренности заряда цилиндров, так и по равномерности их работы. Положительную роль сыграло применение коллекторов системы выпуска большого объема, превышающего рабочий объем цилиндра в 3 раза, с объединением коллекторов обоих рядов и снижением доли воздуха, не активно используемого для сгорания. Последнее было достигнуто путем минимизации надпоршневого зазора и вытеснением воздуха из щели между головкой и цилиндрами. Наиболее эффективным средством оказалось предложенное ЯМЗ заполнение данного зазора стальной прокладкой с минимизацией надпоршневого зазора путем подбора ее толщины. Другое решение — применение фторопластовых окантовок в стыках цилиндров с головками. Была отработана высококомпактная топливopодающая аппаратура с насосами, имеющими V-образное расположение секций, относитель-

но высокую для периода 70-х годов энергию распыливания топлива, эффективную систему фильтрации топлива, в первой ступени которой был фильтр-отстойник. Отработка модификаций двигателей с турбонаддувом осуществлялась не только с целью повышения топливной экономичности, снижения токсичности, но и для создания условий ускоренной доводки дизелей данного семейства по надежности. Для этого длительные испытания на безотказность дизелей велись при уровне p_2 , значительно превышающем не только принятый для моделей без наддува, но и намеченный для моделей с низким и средним турбонаддувом. Эти испытания опирались на усталостные испытания натурных деталей, позволившие осуществить первичную отработку их надежности еще до этапа широкой эксплуатационной проверки, с учетом перспектив последующего форсирования дизелей путем турбонаддува, нагрузки от которого имелось в виду увеличивать понижением частоты вращения коленчатого вала. В качестве примера подобной отработки может быть приведен коленчатый вал, результаты испытаний которого на сопротивление усталости приведены на рис.112.

Как видно, несмотря на высокую компактность конструкции вала двигателя ЧН 12/12 указанными конструктивными и технологическими мероприятиями удалось увеличить запас прочности по сравнению с аналогами, имеющими высокую надежность. Тем самым были созданы предпосылки опережающего повышения допускаемой нагруженности, необходимого для предстоящего широкого применения турбонаддува.

Из сопоставления графиков, данных на рис.112, следует, что азотирование коленчатых валов, наиболее напряженных в семействе двигателей ЧН 12/12 шестицилиндровых моделей, в настоящее время серийно изготавливаемых Кутаисским автозаводом, позволяет добиться еще более высокого сопротивления усталости, чем достигнута у дизелей 8Ч 13/14, надежность коленчатых валов которых уже в

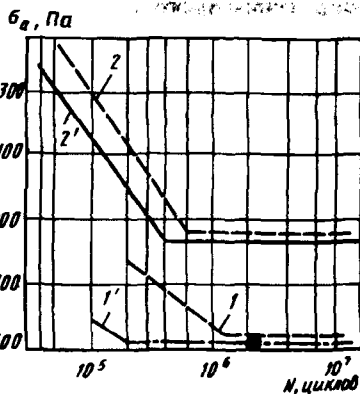


Рис. 112. Результаты испытаний коленчатых валов дизелей типа 8ЧН 12/12 на сопротивление усталости:

1, 1' — упрочнение закалкой галтелей; 2, 2' — упрочнение азотированием

70-е годы стала вполне удовлетворительной. Таким образом, еще в стадии конструирования дизелей семейства ЧН 12/12 были созданы предпосылки последующего освоения нового поколения этих двигателей с низким, а затем и средним турбонаддувом благодаря опережающим другие показатели резервам повышения надежности. Но реализация данных резервов задержалась. Причинами этого явились достаточность энергетических показателей, компактности двигателей 8Ч 12/12 для большинства автомобилей КамАЗ, а также "Урал".

Эффект использования дизелей с турбонаддувом в условиях резко переменных режимов эксплуатации автомобилей на сельских дорогах, особенно холмистых, до последних лет снижался из-за инерционности турбокомпрессоров, неоптимальности протекания скоростных характеристик в области частот коленчатого вала ниже $n_{M_{max}}$. Эти недостатки удается

преодолевать лишь при использовании высокоэффективных турбокомпрессоров новых поколений. К настоящему времени созрели и реализуются возможности перестройки производства дизелей типоразмера Ч 12/12 в направлении широкого внедрения турбонаддува, перехода на семейство ЧН 12/12 с пониженной частотой вращения коленчатых валов.

Отмеченные выше конструктивные, технологические и эксплуатационные предпосылки подобных решений уже к настоящему времени довольно широко опробованы.

Еще в период 70-х годов систематически отрабатывали весь ряд моделей ЧН 12/12 с восьмью, десятью и шестью цилиндрами, осваивали новые технологические и конструктивные решения. Проявлялась естественная тенденция к максимальной унификации моделей с наддувом и без наддува, со стремлением к приоритету решений, оправдавших себя в условиях пониженного форсирования. Первоначальной целью разработки было создание модификации с низким турбонаддувом дизеля 8ЧН 12/12 с номинальной мощностью до 191 кВт при $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, чему соответствует среднее эффективное давление 0,82 МПа, удельная литровая мощность 17,5 кВт/л. Форсирование путем турбонаддува предусматривает повышение мощности в пределах 23 % от исходной без наддува.

В последнем дизеле для удовлетворения ужесточаемых требований по уровню шума и для возможности улучшения топливной экономичности было предусмотрено понижение частоты вращения коленчатых валов с 2600 мин^{-1} в первоначальном исполнении до $2300...2400 \text{ мин}^{-1}$. Параметры по скоростной характеристике этих двигателей приведены на рис. 113 для фиксированной минимальной мощности 191 кВт. Применительно

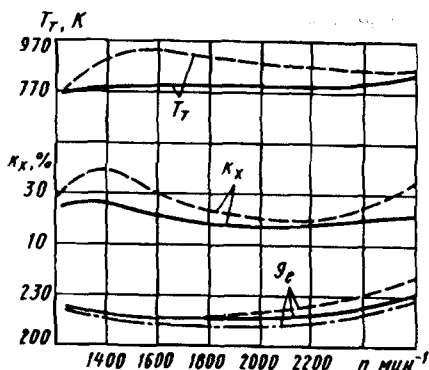
Рис. 113. Сравнение скоростных характеристик дизелей 8ЧН 12/12 с одним и двумя турбокомпрессорами:

— — — — с двумя турбокомпрессорами типоразмера ТКР 7.5; — — — — с одним турбокомпрессором типоразмера ТКР 7.5; — — — — с двумя турбокомпрессорами Н1В

к тяжелым условиям работы у дизелей 8ЧН 12/12 с турбонаддувом потребовалось увеличение прочности блока цилиндров путем совершенствования оребрения, повышения механических качеств чугуна, небольшого снижения степени сжатия, что положительно сказалось и на топливной экономичности модификаций с наддувом. Оработка элементов систем выпуска двигателей ЧН 12/12 с турбонаддувом пошла по иному пути, чем у дизелей ЧН 13/14. Сочлененные коллекторы систем выпуска были заменены цельными. Первая опытно-промышленная партия дизелей ЧН 12/12 с турбонаддувом была выполнена по схеме системы турбонаддува, близкой к применяемой на дизелях 8ЧН 13/14, 8ЧН 21/21 с одним турбокомпрессором, установленным над картером маховика. Но реализации данной схемы, в особенности при сложившейся в тот период конструкции турбокомпрессора типоразмера ТКР 9, препятствовали значительные изменения изготавливаемых на КамАЗе автомобилей. Поэтому с учетом стремления к обеспечению простоты применимости дизелей на оборудованных ими автомобилях КамАЗ стали устанавливаться на дизеле по два турбокомпрессора. Турбокомпрессоры жестко крепились фланцами корпусов турбин к выходным фланцам коллекторов систем выпуска.

Для комплектации двигателей были выбраны турбокомпрессоры типоразмера ТКР 7.5, но их возможная пропускная способность оказалась избыточной. Более оптимальным было бы уменьшение диаметров рабочих колес турбокомпрессора до 60...65 мм. Однако столь значительное уменьшение размеров рабочих колес должно приводить к заметному снижению эффективности систем турбонаддува, проигрышу в топливной экономичности двигателей с наддувом.

На графиках рис.113 приведены результаты, полученные в НАМИ на дизеле ЧН 12/12, который последовательно оборудовался двумя турбокомпрессорами типоразмера ТКР 7.5, а затем одним экспериментальным турбокомпрессором того же типоразмера.



Как следует из сравнения характеристик, во втором случае заметно снижался минимальный удельный расход топлива при частоте вращения коленчатого вала свыше 2500 мин^{-1} . Для сравнения на том же рис.113 приведена зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала по скоростной характеристике дизеля, оборудованного двумя турбокомпрессорами современного поколения с загнутыми назад лопатками колес компрессора мод. Н1В. Как видно, в последнем случае достигаются результаты как по топливной экономичности, так и по протеканию характеристик воздушоснабжения, близкие к варианту комплектации дизеля одним турбокомпрессором предыдущего поколения типоразмера ТКР 7,5.

Внедрение в турбокомпрессорах ТКР 7,5 элементов конструктивного выполнения, аналогичных использованным в турбокомпрессоре Н1В, и дальнейших усовершенствований, позволило бы дополнительно улучшить протекание характеристик по сравнению с приведенными на рис.113. Что касается узла подвода отработавших газов к турбине турбокомпрессора с применением сильфонных соединений, то недостатков таких систем турбонаддува с одним турбокомпрессором при пробеге автомобилей свыше $300\ 000 \text{ км}$ не отмечено. Существенным достоинством данной системы оказались простота и надежность соединения компрессоров с коллекторами систем выпуска, упрощение и понижение стоимости системы торможения двигателя. Изменением регулирования двигателя с понижением частоты вращения коленчатого вала до $2300...2400 \text{ мин}^{-1}$ по сравнению с регулированием, соответствующим $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$, при повышении p_e и p_z получен значительный выигрыш по топливной экономичности в результате увеличения механического КПД двигателя, снижения уровня шума.

Жесткое крепление турбокомпрессоров к коллекторам систем выпуска было осуществлено во избежание возможных отказов податливых или подвижных соединений. Однако положительный опыт отработки дизелей ЧН 13/14 с податливым соединением коллекторов и турбокомпрессоров не подтвердил гипотезы о ненадежности подобных конструкций. Одной из проблем устройства систем турбонаддува с двумя турбокомпрессорами, жестко соединяемыми с коллекторами систем выпуска, является необходимость компенсирующего звена в соединениях компрессоров с коллекторами системы выпуска. Применение деталей из полимеров в данном случае затрудняется ввиду высоких температур.

В результате работ, проведенных на КамАЗе и в НАМИ, установлено, что применение даже низкого турбонаддува при еще не оптимальной комплектации существенно улучшает топливную экономичность двигателей, их

экологические качества. Но задача отработки надежности систем в тяжелых условиях эксплуатации еще требует решения. Уменьшение размеров турбокомпрессоров при одновременном повышении их КПД благоприятствует массовому внедрению дизелей данного класса с турбонаддувом.

Таким образом, опыт отработки дизелей для массовых автомобилей повышенной грузоподъемности, типоразмера 8ЧН 12/12 показал, что их энергетические показатели, топливная экономичность могут быть значительно улучшены по сравнению с базовыми двигателями без наддува 8Ч 12/12. Преимущества двигателей с турбонаддувом увеличиваются в случае понижения частоты вращения коленчатого вала при одновременном росте n_k . В этом случае существенно снижается также уровень шума при

работе двигателей, создаются предпосылки повышения надежности высоконагруженных деталей, снижается интенсивность изнашивания деталей. Проведенный изготовителем двигателей 8ЧН 12/12 комплекс работ по совершенствованию конструкции и технологии выявил необходимые резервы для их форсирования путем турбонаддува с применением турбокомпрессоров, имеющих высокий КПД, а также охлаждения наддувочного воздуха.

Необходимость повышения производительности автомобилей заставляет увеличивать выпуск дизелей с низким турбонаддувом типоразмера 8ЧН 12/12 с номинальной мощностью 191 кВт, готовятся более форсированные модели с меньшими удельными расходами топлива, большим ресурсом.

ДИЗЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ ДЛЯ ДВУХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ СРЕДНЕЙ И МАЛОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

За рубежом применение этих дизелей приобрело массовый характер в связи с частой необходимостью в заранее незапланированных перевозках, зачастую мелких партий грузов, при небольших суточных пробегах. В связи с подобными ситуациями, массовостью производства двигателей, как и других агрегатов данных автомобилей, их стремятся выполнять конструктивно простыми, малой массы, имеющими невысокую стоимость при небольшом объеме работ по техническому обслуживанию. В этих отношениях автомобильные дизели данного класса сходны с двигателями для массовых сельскохозяйственных машин, с ограниченным во времени ресурсом.

Поэтому в 80-е годы развивается тенденция к использованию унифицированных автотракторных конструкций и семейств легких дизелей.

создаваемых вновь или получаемых в результате соответствующей крупной модернизации ранее созданных конструкций. Большой положительный опыт внедрения турбонаддува на автомобильных дизелях большой мощности и на дизелях сельскохозяйственных машин, развитие массового производства недорогостоящих и надежных турбокомпрессоров предопределяют на данном этапе развития техники предпочтительность применения для автомобилей данных категорий дизелей с турбонаддувом, с мощностью 75...130 кВт, в отдельных случаях до 140 кВт. Большая часть автомобилей данных категорий эксплуатируется в сфере аграрно-промышленного комплекса, где преобладает использование дизелей для минимизации затрат топлива и для уменьшения потерь времени на заправку, и что особенно важно — с целью снижения пожарной опасности.

Мировой технический прогресс автодизельной техники к середине 80-х годов позволил в значительной мере сузить диапазон вариации параметров двигателей данного класса. Как правило, они выполняются с расположенными в ряд шестью или четырьмя цилиндрами, максимально унифицированными по выполнению деталей массового производства, а также и по использованию технологического оборудования. Подобная структура семейств вполне оправдана при диаметрах цилиндров от 97 до 105 мм и реализуется рядом передовых фирм, в том числе Даймлер-Бенц Форд, Хию, Каминс. Имеются и восьмицилиндровые модели дизелей (Катерпилар, ЗИЛ).

На примере дизелей Каминс серии В рассмотрим соответствующий опыт. В данном случае, как показывает мировая практика, четырехцилиндровые модели массового применения можно выполнять без механизмов для уравнивания сил инерции второго порядка при простой конструкции подвески силового агрегата и высокой комфортабельности, эргономических качествах автомобилей. Но в дизелях Каминс данной серии установлен уравнивающий механизм. Применяемые для двигателей данного поколения диаметры цилиндров с их расположением в ряд при тенденциях к увеличению отношения хода поршня к диаметру цилиндра до 1,2 и более для повышения компактности и топливной экономичности преопределяют ход поршня 115...130 мм, рабочий объем цилиндра около 1 л, частоту вращения коленчатого вала 2800...3200 мин⁻¹, среднюю скорость поршня до 12 м/с.

Современное состояние отработки рабочих процессов, конструкции агрегатов и деталей позволяет в данном диапазоне обеспечивать литровые мощности до 23 кВт/л при агрегатных мощностях до 140 кВт в шестицилиндровом и 90 кВт в четырехцилиндровом исполнении при возможности выпуска и трехцилиндровой модели мощностью до 70 кВт.

Все автотракторные двигатели данного класса, освоенные в 80-х годах, имеют непосредственное впрыскивание топлива. Минимальный удельный расход топлива у моделей с наибольшим форсированием и охлаждением наддувочного воздуха составляет около 205 г/(кВт·ч) при традиционных рабочих процессах с камерами в поршнях ω -образного сечения и универсальной топливоподающей аппаратуре.

Учитывая относительно малонапряженные условия эксплуатации при годовом пробеге автомобилей менее 30 000 км для двигателей данного класса, считается приемлемым ресурс 5000 моточасов, чему соответствует амортизационный срок около 10 лет. Но при внедрении удорожающих конструкции изменений, как, например, вставные гильзы цилиндров и седла клапанов, ресурс повышается в экономически оправданных пределах, учитывающих факторы изнашивания и морального устаревания конструкций при ресурсе более 6000 ч (для автомобилей данного класса).

Остановимся на особенностях конструктивного и технологического выполнения одного из типичных двигателей данного поколения типоразмера 6ЧН 10,2/12, параллельно изготавливаемого автомобильной фирмой Лейланд и тракторной фирмой Кейс. Решены задачи конструирования и освоения компактного недорогого надежного дизеля серии В в шестицилиндровом исполнении мощностью 141 кВт с удельной массой 2,67 кг/кВт. Применен турбонаддув с охлаждением воздуха при удельной литровой мощности до 24 кВт/л, номинальной частоте вращения коленчатого вала 2800 мин⁻¹, чему соответствует средняя скорость поршня 10 м/с, поршневая мощность 32,8 кВт/дм², $p_e = 1,03$ МПа, запас крутящего момента 17 %.

Методика конструирования была подобной описанной выше. В ее основу была положена отработка деталей наиболее форсированных двигателей и перенос результатов на все двигатели семейства. При конструировании в максимальной степени использовались расчетные методы – конечных элементов и экспериментальные – для определения вибрационных напряжений и деформаций. Основная деталь силового агрегата – чугунный моноблок цилиндров, в базовом исполнении без гильз цилиндров, но в специальном исполнении с сухими гильзами.

Применение при разработке конструкции блока методом конечных элементов позволило обеспечить малые массу и деформации. К блоку прилиты полость холодильника смазочной системы, улитка водяного насоса. Опоры вала системы газораспределения, кроме передней,

выполнены непосредственно в блоке, что при малых частотах вращения не противопоказано и не мешает ремонтному восстановлению. Между цилиндрами в их верхней части имеются каналы для прокачивания воды. Каждая из массивных крышек коренных подшипников крепится к блоку цилиндров двумя болтами. Привалочная плита соединения с головкой цилиндров относительно немассивная. Плоскость разъема подшипников со штампованным поддоном находится значительно ниже оси коленчатого вала. Между плоскостью разъема и опорами коренных подшипников сформированы усиленные переборки. Рубашки системы охлаждения тонкостенные. Крышка механизма привода клапанов выполнена из листовой стали. В ней установлен сапун двигателя. Передняя часть блока закрыта стальной металлической крышкой, а задняя — картером маховика из алюминиевого сплава. Опоры и кулачки вала системы газораспределения имеют большие диаметры. Расстояние от оси вала системы газораспределения до оси коленчатого относительно небольшое.

Головка цилиндров монолитная чугуная, имеет по одному впускному (диаметром 45 мм) и одному выпускному (диаметром 42 мм) клапану на цилиндр, высота подъема клапанов 11 мм.

В головках выполнены "винтовые" впускные каналы. Выпускные каналы размещены с другой стороны. Коллекторы системы впуска отлиты как одно целое с головками, что помимо упрощения конструкции и удешевления уменьшает аэродинамические потери на линии впуска благодаря ликвидации ступени в плоскости контакта. Для уменьшения теплоотвода от отработавших газов, повышения их работоспособности поверхности выпускных патрубков сведены к минимуму. Головки цилиндров прикреплены к блоку шестью болтами на каждый цилиндр, которые одновременно закрепляют стойки коромысел. Отверстия для направляющих клапанов и их седла выполнены в массиве металла головки. Седла клапанов подвергаются закалке с нагревом ТВЧ. Для размещения форсунок в головках выполнены наклонные по отношению к оси цилиндра отверстия, сток топлива из них в картер двигателя исключается. К головке прилит корпус фильтра тонкой очистки топлива. Коромысла клапанов из ковкого чугуна контактируют с осями без втулок. Оси опираются на металлокерамические втулки. Для смазывания коромысел используют лутки. Крышки клапанов из алюминиевого сплава крепятся к стойкам коромысел. Применены грибовидные толкатели клапанов, а также вал системы газораспределения из отбеленного чугуна.

Привод вала системы газораспределения, топливоподающего насоса высокого давления, вспомогательных агрегатов осуществляется шестью косозубыми шестернями из ковкого чугуна, проходящего изотермическую

закалку. Единственная шестерня промежуточного зацепления используется для привода насоса смазочной системы. Шестерня вала системы газораспределения приводит топливоподающий насос высокого давления и вспомогательные агрегаты такие, как воздушные компрессоры и гидронасосы мощностью до 35 кВт. Вентилятор, водяной насос и генератор приводятся устройством с восемью мелкопрофильными ремнями клиновидного сечения. Применено автоматическое натяжное устройство. Вентилятор и шкивы коленчатого вала изготавливают штамповкой и центробежным литьем. Подача насоса смазочной системы шестицилиндровой модели до 76 л/мин при давлении 414 кПа. Смазочный материал к фильтру тонкой очистки подводится без наружных трубок по литым каналам, холодильник в системе пластинчатый. Подача циркуляционного насоса системы жидкостного охлаждения 216 л/мин при напоре 121 кПа.

Для двигателей с наддувом характерно применение нирезиновой вставки под верхнее компрессионное кольцо трапецевидного сечения. У модификаций без наддува эти решения не применяют. Камера в поршне имеет ω -образное сечение с малой высотой выступа при наддуве и большей — без наддува. Шатуны имеют клиновидные поршневые головки. Диаметр поршневых пальцев 40 мм. Разъем кривошипной головки перпендикулярен оси стержня. Соединение шатуна с крышкой "елочное". В соединении используют прецизионные болты. Диаметр шатунной шейки коленчатого вала 69 мм. Как шейки, так и галтели кованых коленчатых валов закалены с нагревом ТВЧ. Диаметр коренных шеек 83 мм при ширине 37 мм. Минимальная толщина пленки смазочного материала в подшипниках равна 1,63 мкм. Амплитуда при крутильных колебаниях коленчатого вала до $0,3^\circ$. Конструкция приводов агрегатов, подобно тому, как это сделано у отечественных двигателей 8Ч 12/12, предусматривает параллельное производство большого числа модификаций.

Рабочий процесс, топливоподающая аппаратура и системы турбонаддува двигателей имеют ряд особенностей. Степень сжатия у двигателей без наддува равна 18,5; при турбонаддуве без предъявления повышенных требований по малой токсичности 17, а при повышенных требованиях 18. Форсунки имеют по четыре сопловых отверстия. Топливоподающий насос высокого давления — распределительного типа.

Вихревое отношение заряда по методике Рикардо выбрано равным 3,5 как для моделей с наддувом, так и без него. Перепад напора во впускных органах не превышает 0,021 МПа. Большое внимание было уделено минимизации надпоршневого зазора, который оказывает интенсивное влияние на топливную экономичность и дымность отработавших газов.

Вариация удельного расхода топлива при изменении зазора от 0,6 до 1,0 мм доходила до 15 г/(кВт·ч), а вариация дымности до 10 единиц шкалы непрозрачности.

При отработке рабочего процесса, как и деталей, приоритет отдавался получению высоких показателей при турбонаддуве, в том числе в высокогорных условиях. Был получен существенный эффект в результате отработки геометрии тракта системы выпуска, позволивший снизить амплитуды пульсаций, а также отвод теплоты от отработавших газов в патрубках головок цилиндров. Эффект проявился при более высоких отношениях площади дозирующего сечения входного аппарата турбины к радиусу его центра тяжести по сравнению с другими двигателями. Снижение удельного расхода топлива в четырехцилиндровой модели двигателя с турбонаддувом по сравнению с двигателем без наддува доходило до 15 г/(кВт·ч), снижение дымности (по шкале непрозрачности) до 3 единиц, максимальный крутящий момент в результате турбонаддува был повышен на 36 % и составлял 340 Н·м по сравнению с двигателем без наддува, у которого он равен 250 Н·м.

Применение турбонаддува позволило значительно упростить решение задачи обеспечения в производственных условиях норм ЕРА по токсичности в пределах 15 г/NO_x и $1,8 \text{ г/СН}_m$ на 1 кВт·ч. Для этого пришлось повысить давление впрыскивания, уменьшить его опережение. Методика доводки деталей дизелей данной серии по надежности в значительной мере напоминает ранее примененную в СССР при отработке дизелей Ч 12/12 и ЧН 14/14. Она характерна сочетанием высокочастотных испытаний на усталость шатунов, коленчатых валов, термометрических исследований, позволивших обеспечить температуру поршней в зоне канавок верхних колец до 508 К, а цилиндров 433 К, температуру головок цилиндров до 633 К. Большие работы были проделаны по измерению и уменьшению остаточных напряжений и деформаций, монтажных деформаций, особенно блока цилиндров. Последние удалось снизить до 50 мкм.

В конечной мере удалось обеспечить длительную надежную работу двигателей в условиях перегрузок до 10 %, расход смазочного материала на "утар" в пределах 0,25 % от расхода топлива, работу двигателей с завышенной на 25 % частотой вращения коленчатых валов. Интервал до технического обслуживания был доведен до 250 ч.

В целом конструкция двигателей данной серии, показанная на рис. 114, отличается не только малой массой, но и простотой. Общее число деталей наиболее форсированных шестицилиндровых моделей равно 248. Но достигнутые показатели при отработке дизелей данной серии к

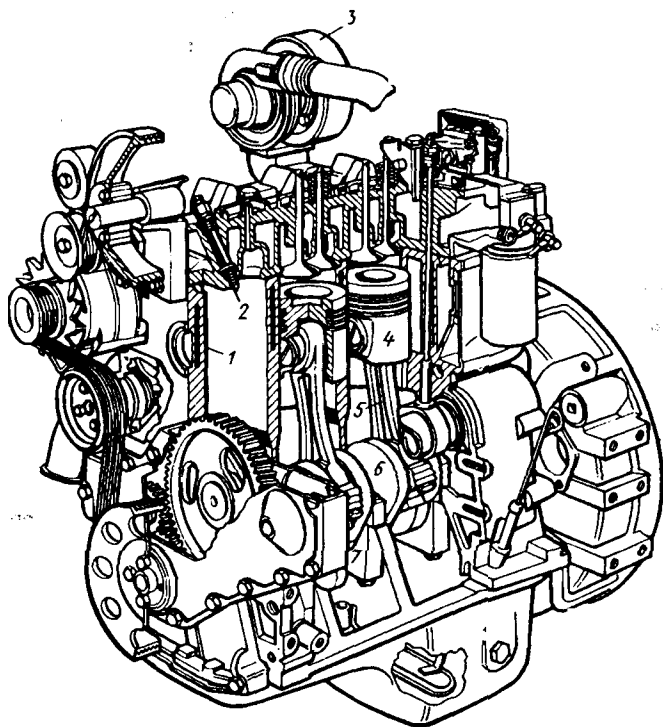


Рис. 114. Дизель для массового автомобиля средней грузоподъемности:
 1 — цилиндр; 2 — форсунка; 3 — турбокомпрессор; 4 — поршень; 5 — шатун; 6 — коленчатый вал; 7 — крышка подшипника коленчатого вала

настоящему времени уже превзойдены, в первую очередь по топливной экономичности и надежности. У подготовленных к выпуску другими фирмами дизелей с близкими размерами цилиндров по рекламным данным достигнуты меньшие расходы топлива, уменьшена "чувствительность" к выдерживанию надпоршневого зазора, завихренности воздушного заряда, точности выполнения камер сгорания. В то же время повышены требования к интенсивности распыливания топлива, что сыграло немаловажную роль в уменьшении "масштабного" эффекта, обеспечения высокой топливной экономичности двигателей данной группы (рис.115). Достижение необходимой для автомобилей данной категории энерговооруженности стало возможным при цилиндрах лишь одного размера, что значительно упрощает решение задачи массового автоматического производства деталей массового производства, их удешевления.

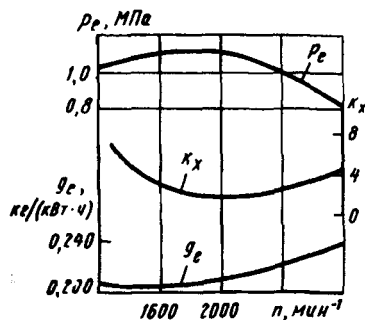


Рис. 115. Скоростная характеристика легкого дизеля для массовых автомобилей средней грузоподъемности

Таким образом, задача производства унифицированных двигателей с турбонаддувом для массовых грузовых автомобилей к настоящему времени технически решена и заслуживает широкого распространения, что осуществляется на ЗИЛе.

ДИЗЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ ДЛЯ АВТОБУСОВ

Вследствие недостатков, имевшихся ранее у всех автомобильных дизелей с турбонаддувом, усугублявшихся более резкой переменностью режимов движения автобусов, в особенности в городах, по сравнению с другими видами автомобилей применение для них дизелей с турбонаддувом до 80-х годов не практиковалось.

В результате отмеченного общего прогресса дизелей с турбонаддувом, повышения приемистости их в последнее время стали успешно использовать и для автобусов, в том числе эксплуатируемых в городах. Важную роль сыграли преимущества дизелей с турбонаддувом по топливной экономичности, а также токсичности. Это относится к двигателям как с вертикальным или V-образным, так и с широко распространенным горизонтальным расположением цилиндров, дающим ряд крупных преимуществ по компоновке автобусов, их вместимости и другим качествам, особенно важным для перевозок в крупных городах, а также для туристических модификаций. По такому пути пошли наиболее авторитетные автомобилестроительные фирмы: Мерседес-Бенц, МАН. Дизели с турбонаддувом автобусного назначения, как правило, выполняют широко унифицированными с дизелями для автомобилей магистрального типа, в которые вносятся наиболее прогрессивные технические решения, обеспечивающие высокие топливную экономичность, ресурс, малую трудоемкость технического обслуживания и высокую приемистость, бездымность.

В табл. 18 приведены показатели дизелей с турбонаддувом, имеющих горизонтальное расположение цилиндров в ряд. Как следует из табл. 18, уровни форсирования, удельные литровые мощности дизелей данного типа заметно снижают (до 17...20 кВт/л) по сравнению с дизелями для магистральных автомобилей в основном путем уменьшения среднего

Таблица 18

Параметр	Камминс (США) 10-240	МАН (ФРГ)			ДАФ (Нидерланды)	
		Д2566 МТН	Д2566 МК	Д2866 К		
Число цилиндров		6				
Размеры цилиндра, $D \times S$, мм	125×136	125×155	125×155	128×155	130×146	
Степень сжатия	17,7	18,1	20,6	22,1	16,5	
Рабочий объем V_h , л	10	11,41	11,41	11,967	11,63	
Номинальная мощность N_e , кВт	177	206	235	265	191	206
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2100	2300	1900	1800	2300	
Максимальный крутящий момент $M_{крт}$, Н·м	1280	1030	1350	1800	1075	1040
Частота вращения при $M_{крт}$, мин ⁻¹			1300			
p_e , МПа	1,02	1,01	1,34	1,51	0,92	0,99
$p_{стах}$, МПа	1,56	1,15	1,45	1,65	1,16	1,165
Масса $M_{дв}$, кг	876	874	880	880	940	

Параметр	Камминс (США) 10-240	МАН (ФРГ)			ДАФ (Нидерланды)	
		Д2566 МТН	Д2566 МК	Д2866 К		
Удельная масса $M_{дв}/N_e$, кг/кВт	5	4.25	3.75	3.35	4.9	4.52
Длина × шири- на × высота, мм	1360	1345× ×1370× ×298	1478× ×1434× ×298	1478× ×1434× ×298	1420× ×1370× ×640	1430× ×1370× ×640

эффективного давления. Лишь для туристических автобусов допускают более высокие уровни форсирования. Снижение p_e определяет уменьшение π_k , а следовательно, и инерционность турбокомпрессоров, что повышает приемистость. Но запас крутящего момента не только не снижают, а даже увеличивают по сравнению с дизелями данного назначения, не имеющими турбонаддува, что способствует улучшению динамических качеств, снижению утомляемости водителя. Менее высокий наддув облегчает компоновку систем турбонаддува, поскольку влияние эффективности его систем на топливную экономичность и надежность дизелей несколько ослабляется по сравнению с более форсированными дизелями.

На рис. 116 приведен поперечный разрез типичного дизеля автобуса с расположением в ряд горизонтально шести цилиндров. Как видно, удается рационально решить вопросы как компоновки систем турбонаддува, так и систем смазывания с "мокрым" картером.

В случае использования двигателей с турбонаддувом для автобусов приходится значительно увеличивать длину трактов, подводящих отработавшие газы к турбинам турбокомпрессоров. Неизбежно также введение в тракты дополнительных поворотных участков. Эти компоновочные особенности приводят к заметному увеличению газодинамических потерь, снижению КПД системы турбонаддува по сравнению с достижимым при оптимальной ее компоновке. Рост КПД турбокомпрессоров позволяет перекрыть эти потери, обеспечить высокую экономичность дизелей с турбонаддувом, устанавливаемых на автобусы. Помимо усложнения газопроводного тракта приходится предусматривать и систему забора воздуха со входной частью, расположенной вблизи крыши автобуса, в

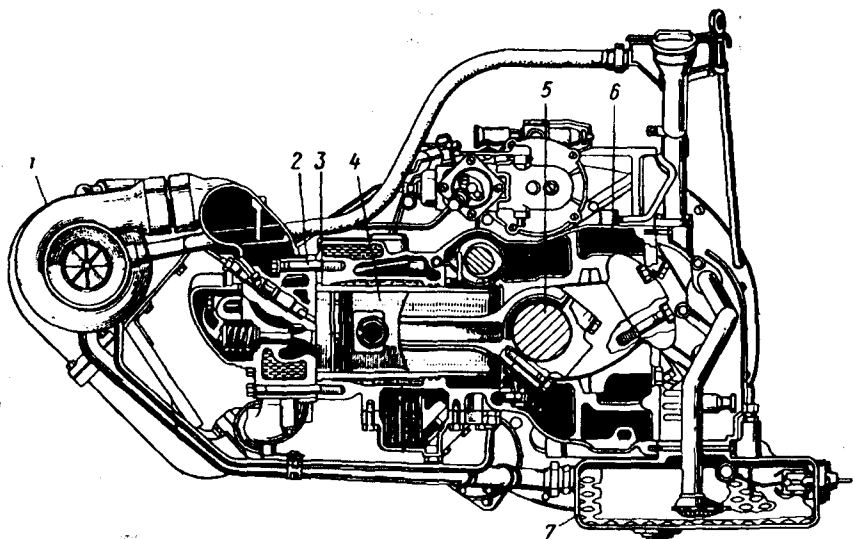


Рис. 116. Дизель с турбонаддувом и горизонтальным расположением цилиндров для автобусов:

1 — турбокомпрессор; 2 — головка цилиндров; 3 — цилиндр; 4 — поршень;
5 — коленчатый вал; 6 — блок цилиндров; 7 — картер

зоне минимальной запыленности, удаленной от выхода отработавших газов. Уменьшение диаметров рабочих колес позволило свести к минимуму время разгона дизелей с турбонаддувом при их эксплуатации в составе автобусов. Немаловажные преимущества дает также использование двухрежимных регуляторов частоты вращения коленчатого вала.

Учитывая отмеченные перспективы совершенствования автомобильных двигателей с турбонаддувом, данное направление использования двигателей с турбонаддувом имеет, очевидно, большое будущее.

ДИЗЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ

ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ МАЛОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ И ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Совершенствование турбокомпрессоров, повышение их надежности и одновременно снижение себестоимости, рост эффективности систем турбонаддува способствовали постановке и решению в 80-е годы задачи применения турбонаддува двигателей грузовых автомобилей малой грузоподъемности, а также и легковых. Осуществлению данной задачи способ-

ствовало совершенствование конструкции и рационализация выполнения деталей силового агрегата, в результате чего удалось создать резервы повышения допускаемой нагруженности деталей при снижении их массы.

Обеспечение энергетических показателей дизелей, близких к таковым у двигателей с принудительным воспламенением того же рабочего объема, оказалось практически невозможным без наддува. Сочетание последнего с охлаждением наддувочного воздуха позволило обеспечить полную конкурентоспособность по скоростным качествам по сравнению с автомобилями, имеющими бензиновые двигатели. К концу 80-х годов это обеспечивается даже для автомобилей, имеющих двигатели с рабочим объемом $600...1000 \text{ см}^3$. Но в этой категории использование турбонаддува относительно мало, ограничивается узостью круга потребителей наиболее компактных и легких автомобилей со скоростными качествами, не уступающими массовым малолитражным автомобилям. Снижение трудоемкости изготовления, массы, а следовательно, материалоемкости турбокомпрессоров, определяющее и уменьшение их стоимости, относительная простота и малая стоимость устройств для установки турбокомпрессоров на двигатель способствуют применению турбонаддува. В то же время эффективность их систем при очень малых расходах рабочего тела остается невысокой. Общий КПД систем турбонаддува, обеспечивающих воздушное снабжение двигателя с рабочим объемом около 1 л, чему при мощности 30 кВт соответствует расход воздуха около 0,07 кг/с, не превышает 40 %. Это, как следует из рассмотрения полинома (23), не позволяет рассчитывать на значительное снижение удельного расхода топлива двигателей в результате использования турбонаддува, хотя выигрыш по топливной экономичности автомобиля благодаря снижению необходимого рабочего объема двигателя, удельной массы все же имеется. Известным недостатком двигателей с турбонаддувом данного класса также остается снижение приемистости, обусловленное инерционностью ротора турбокомпрессора.

Оба эти недостатка благодаря широко развернутым научно-исследовательским работам постепенно преодолеваются для двигателей все меньшего рабочего объема. В середине 80-х годов удалось получить высокие показатели двигателей с турбонаддувом для легковых автомобилей среднего класса и грузовых автомобилей грузоподъемностью до 1,5 т с рабочим объемом около 2,5 л и непосредственным впрыскиванием топлива. К 1988 г. подобные результаты достигнуты и при рабочем объеме $V_h = 2 \text{ л}$.

Организация массового производства таких двигателей, обеспечение удовлетворительного КПД их систем турбонаддува являются уже решенной

задачей, и передовые фирмы осуществляют их массовое производство. Уровень эффективности их систем турбонаддува уже приближается к 45 %, что позволяет рассматривать такой турбонаддув не только как средство форсирования, обеспечения малой удельной массы, но и как резерв повышения топливной экономичности (удельные массы не превышают 3,4 кг/кВт).

Вследствие широкого диапазона частот вращения коленчатого вала высокооборотных двигателей, необходимости ограничения π_k во избежание перегрузки деталей двигателей в обязательном порядке требуется предусматривать для них регулирование систем турбонаддува. До последнего времени использовался перепуск отработавших газов параллельно турбине. Несмотря на несовершенство данного способа ограничения π_k , он является приемлемым для автомобилей, эксплуатируемых на дорогах общего пользования, поскольку время движения на скоростях более 120 км/ч, когда проявляются негативные, с точки зрения топливной экономичности, качества данного метода является ограниченным.

Поперечный разрез легкого высокооборотного дизеля показан на рис.117.

На графиках (рис.118) показано типичное протекание скоростной характеристики дизеля данного класса с турбонаддувом. Как видно, запас крутящего момента превышает 10 %, а скоростной коэффициент приспособляемости близок к 1,7. При частоте вращения ниже частоты, соответствующей $M_{\max}$, давление p_e интенсивно падает под действием корректора топливоподачи. Минимальный удельный расход топлива 205 – 220 г/(кВт·ч).

При росте p_e свыше 1,2 МПа в результате перепуска газа в обвод турбины интенсивно замедляется темп повышения π_k с ограничением уровня $\pi_{k\max}$ значением 1,85. Очевидно это является следствием перепуска выпускных газов в обвод турбины.

Несовершенство данного метода регулирования системы турбонаддува проявляется, однако в значительном росте удельного расхода топлива по мере повышения n сверх величины $n_{M\max}$, соответствующей максимуму крутящего момента и минимуму удельного расхода топлива. Тем не менее в часто реализуемом диапазоне нагрузочных режимов, соответствующих $n = 0,5...0,8n_k$, достигается высокая для двигателей данного класса топливная экономичность при относительно малом коэффициенте дымности

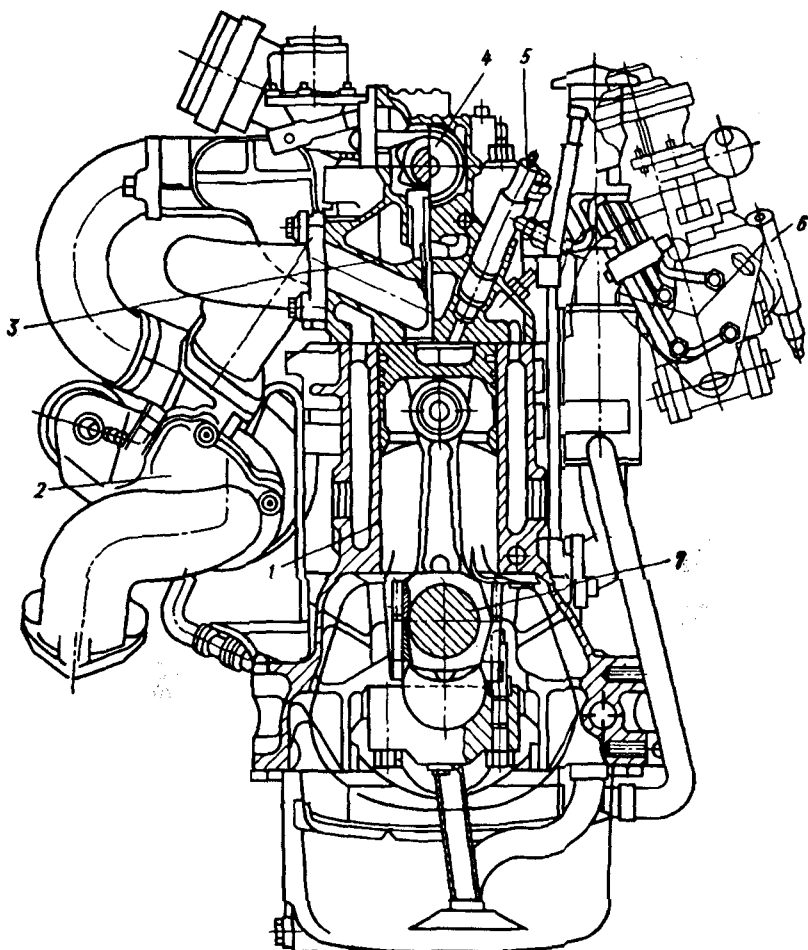


Рис. 117. Поперечный разрез легкого высокооборотного дизеля для массового автомобиля малой грузоподъемности:

1 — цилиндр; 2 — турбокомпрессор; 3 — гильза цилиндра; 4 — распределительный вал; 5 — форсунка; 6 — топливный насос высокого давления; 7 — коленчатый вал

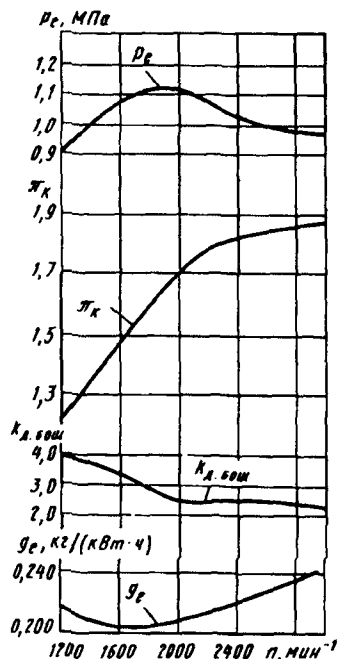
(не более 3 единиц по шкале Бош) отработавших газов, умеренной температуре отработавших газов. При использовании двигателей данного класса с турбонаддувом обеспечивают надежность в условиях повышенных механических нагрузок. Как правило, устанавливают стальные коленчатые

Рис. 118. Скоростные характеристики дизеля для малотоннажного грузового автомобиля и легкового автомобиля с рабочим объемом $V_h = 2,5$ л

валы, блоки цилиндров из чугуна. Приходится применять охлаждение поршней смазочным материалом и водомасляные радиаторы, используются новые виды подшипников коленчатого вала, аналогичные используемым для высокофорсированных деталей автомобилей магистрального типа. Как отмечено, допускаемые уровни давлений на подшипники при этих материалах превышают 70 МПа. Широко используется охлаждение наддувочного воздуха. Коррекция топливоподачи в функции π_k позволяет дополнительно защитить силовой агрегат от перегрузок, снизить дымность отработавших газов. Данный комплекс мероприятий дает возможность доводить удельные литровые мощности до

25 кВт/л и более, сохраняя высокую надежность. Благодаря невысокой стоимости турбокомпрессоров удельная цена 1 кВт мощности двигателей данного класса с турбонаддувом не повышается по сравнению с двигателем без наддува.

Между тем потребительские качества двигателей в результате турбонаддува улучшаются. В частности, помимо улучшения динамики и топливной экономичности снижается уровень шума. Снижение мощности в высокогорных условиях становится значительно менее интенсивным. В категории двигателей с рабочим объемом 2,2...2,5 л применение непосредственного впрыскивания топлива является решенной задачей, что упрощает создание высоконадежных турбокомпрессоров благодаря менее высоким температурам отработавших газов, обусловленным хорошей топливной экономичностью. Но для дизелей автомобилей малолитражного класса с рабочими объемами менее 2 л пока распространено использование разделенных, в основном, вихревых камер сгорания. Применение турбонаддува осложняется вследствие меньшего расхода воздуха и более высокой температуры отработавших газов. Рост T_r обусловлен как мень-



шими значениями α , η_i , так и снижением эффективности турбонаддува по мере снижения расхода воздуха. Последнее заставляет усложнять турбокомпрессор, вводя в его конструкцию охлаждение узла подшипников жидкостью из системы охлаждения двигателя, использовать для изготовления деталей турбокомпрессоров дорогостоящие жаропрочные сплавы. Указанные факторы пока ограничивают применяемость двигателей с турбонаддувом для малолитражных автомобилей.

БЕНЗИНОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ТУРБОНАДДУВОМ

Применение бензиновых двигателей с турбонаддувом значительно осложняется по сравнению с дизелями ввиду следующих особенностей:

ограничения уровня наддува вследствие возникновения и последствий аномального сгорания, в первую очередь, детонационного при ограниченных по экономическим и экологическим соображениям октановых числах автомобильных бензинов;

меньшей агрегатной мощности двигателей данной группы, устанавливаемых на легковых автомобилях, и значительно меньшим коэффициентом избытка воздуха α по сравнению с широко используемыми дизелями для грузовых автомобилей;

вытекающими из отмеченного меньшими расходами воздуха бензиновыми двигателями, в особенности при малых нагрузках, что вызвано применением в бензиновых двигателях количественного метода регулирования мощности; этим определяются меньшие размеры проточных частей, большая кривизна формирующих их стенок и, в конечной мере, значительное усложнение задачи обеспечения малых энергетических потерь, компенсации негативного влияния масштабного фактора;

более широким диапазоном рабочих частот вращения коленчатых валов, соответственно меньшими размерами цилиндров и более высокими средними скоростями поршней, номинальными частотами вращения коленчатых валов до 5000...6000 мин⁻¹ и более;

более высокими требованиями к приемистости автомобилей, а следовательно, и двигателей;

значительно более высокими температурами отработавших газов, что определяется как относительно низкими значениями η_i , так и невысокими значениями α ;

усложнением условий технического обслуживания многочисленных легковых автомобилей, находящихся в основном в индивидуальном пользовании, с большей вероятностью ошибок эксплуатации и поэтому необходимостью соответствующих мероприятий по защите от последствий ошибок;

необходимостью создания недорогостоящих в производстве и эксплуатации агрегатов наддува для автомобилей массового пользования и органов их регулирования.

Отмеченные сложности, особенности требований применительно к легковым автомобилям на многие годы задержали внедрение турбонаддува на бензиновых автомобильных двигателях, хотя аналогичный вполне положительный опыт был накоплен к 40-м годам по авиационным поршневым двигателям. Однако авиационные двигатели имели значительно большую агрегатную мощность, чем автомобильные, значимость большинства отмеченных трудностей для авиационных двигателей была меньшей, чем для автомобильных. Следует напомнить, что они, как правило, оборудовались приводными нагнетателями, обеспечивающими высокое форсирование для достижения малой удельной массы, компактности. Турбонаддув использовался в основном в качестве дополнительного средства поддержания мощности в условиях разреженной атмосферы.

По мере совершенствования турбокомпрессоров на них передавалась все более значительная доля энергии, необходимой для сжатия и нагнетания заряда в цилиндры двигателя. Активизация изысканий по применению турбонаддува в бензиновых автомобильных ДВС произошла в обстановке необходимости поиска путей повышения топливной экономичности и снижения токсичности. Ездовой цикл легковых автомобилей характеризуется преобладающей долей работы на малых нагрузках, когда топливная экономичность бензиновых двигателей резко снижается в основном вследствие ухудшения механического КПД. Но эта часть цикла сочетается с кратковременным переходом на режимы максимальных нагрузок, протекание процессов при которых лимитируется детонацией. При рассмотрении вопроса о влиянии наддува на возможность и интенсивность детонации следует принимать во внимание, что они тем выше, чем больше вероятность процессов:

- вызывающих цепную реакцию окисления;
- химических, вызывающих разветвление цепей;
- препятствующих обрыву цепей.

Из последнего следует, что уменьшение размеров цилиндров, в частности их диаметра, уменьшает склонность к детонации. Поэтому снижение рабочего объема двигателей с наддувом в общем случае противодействует фактору интенсификации детонации в результате неизбежного при наддуве роста p_c и T_c .

Используя современное представление о природе возникновения детонации в ДВС, дифференцировано оценим влияние на ее интенсивность

двух взаимосвязанных параметров топливовоздушной смеси p_c и T_c в конце сжатия.

Известно, что значения обоих параметров одновременно повышаются вследствие роста ϵ и π_k .

Наиболее интенсивное влияние на вероятность детонации оказывает уровень температуры конца сжатия, рост которой может быть лишь частично компенсирован благодаря снижению p_c , повышению моторных качеств топлив. Уменьшение p_c и одновременно T_c путем снижения ϵ приводит к понижению η_i и соответственно топливной экономичности.

Поскольку снижение ϵ невыгодно сказывается на η_i и η_e , то повышение склонности к детонации в бензиновых двигателях с турбонаддувом на режимах больших нагрузок может быть более рационально предотвращено путем эффективного охлаждения наддувочного воздуха.

Другой известный способ уменьшения детонации в условиях наддува путем подачи воды, что также снижает температуру цикла, был практически применен на серийных автомобилях с бензиновыми двигателями, имеющими турбонаддув первого поколения в 60-е годы. В этом случае карбюрированная смесь подавалась турбокомпрессором в коллекторы системы впуска. Вода распыливалась компрессором. Актуальность подавления детонации была особенно острой ввиду высокой степени сжатия $\epsilon = 10,2$.

При невысоком уровне турбонаддува были получены положительные результаты по энергетическим показателям. Мощность была повышена на 28 %, а максимальный крутящий момент на 34 %. Однако неудобство параллельного использования бензина и воды в условиях невысокой эффективности турбокомпрессоров того периода не способствовало внедрению этого способа.

В поисках путей совершенствования бензиновых двигателей в 70-е годы вновь рассмотрены возможности внедрения турбонаддува на автомобильных двигателях не только для форсирования, повышения литровой мощности, но и для повышения топливной экономичности при обеспечении удовлетворительных экологических качеств. К концу 70-х годов был освоен серийный выпуск автомобильных бензиновых двигателей с турбонаддувом второго поколения. Они были использованы для замены восьмицилиндровых двигателей большого рабочего объема шестицилиндровыми при росте литровой мощности на 44 % и доведении ее до 36 кВт/л без увеличения запаса крутящего момента.

Как и в аналогичных двигателях с турбонаддувом первого поколения, здесь была применена система нагнетания в коллекторы системы впуска уже карбюрированной рабочей смеси.

Но в качестве основного средства подавления детонации была применена электронная система, состоящая из тензодатчика интенсивности вибраций, сигналы которых при их высоком уровне передавались микропроцессору, управляющему опережением зажигания. Кроме того, при превышении определенного уровня π_k часть отработавших газов направлялась в обвод турбины турбокомпрессора, что позволило ограничить уровень избыточного давления наддува в пределах 560...630 кПа.

В двигателях этого поколения переход от восьмицилиндровых моделей без наддува к шестицилиндровым с турбонаддувом, осуществлявшимся высокооборотным турбокомпрессором Гарет второго поколения, сочетался с уменьшением диаметра цилиндров. Последнее направление способствует, как это следует из выражения кинетики, снижению склонности к детонации. Подтвердилась также возможность улучшения механического КПД двигателей с наддувом благодаря росту знаменателя p_i комплекса дробей в выражении (24) механического КПД.

Соответствующий относительный выигрыш возрастает по мере снижения нагруженности двигателя и становится пропорциональным уменьшению литража на режиме холостого хода. В последнем случае абсолютный расход топлива двигателями с турбонаддувом снижается практически пропорционально уменьшению рабочего объема.

Внедрение новой системы турбонаддува, характерной как усовершенствованным турбокомпрессором, так и симметричной системой газопроводов, позволило значительно продвинуться в решении задачи обеспечения высокой приемистости двигателя. Его "разгон" при резком перемещении органа управления подачей топлива осуществлялся всего за 0,5 с.

В поколении автомобильных бензиновых двигателей с турбонаддувом, освоенных в массовом производстве в 80-е годы, реализовались усовершенствования как систем турбонаддува, так и систем топливоподачи, но с применением комплекса средств электронного управления топливоподачей и системой турбонаддува в функции интенсивности детонации, а также состава отработавших газов.

Большое значение имело введение электронного пьезокварцевого датчика детонации, микропроцессорного управления опережением зажигания, турбокомпрессоров со значительно увеличенным КПД компрессорных ступеней благодаря применению рабочих колес с загнутыми

назв
Рен
до 3-Турбо. Степень сжатия этого двигателя была несколько снижена
над по сравнению со степенью сжатия 9,2 базового двигателя без
"Воса. Это сочеталось с охлаждением наддувочного воздуха по схеме
пере - воздух" и регулированием давления наддува посредством
возд ка газов в обвод турбины, подачей сжатого и охлажденного
= в карбюратор. На номинальном скоростном режиме с $n =$
бенз 1800 мин^{-1} перечисленный комплекс позволял при использовании
чем АИ-95 развить заявленную фирмой номинальную мощность 81 кВт,
соответствует литровая мощность 51,3 кВт/л; запас крутящего
мом а превышал 20 %; при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ коленчатого вала $p_k =$
= 3 кПа, что обеспечивало $p_e = 1,2 \text{ МПа}$. При $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$
реал вывался указываемый фирмой предельный уровень избыточных
давл $(p_k = 650 \text{ кПа}, p_e = 1,34 \text{ МПа})$. Дальнейшее повышение n уже не
прив ло к интенсивному росту p_k , а p_e снижалось вследствие роста
 $p_{\text{мех}}$ Сравнение автомобиля, оборудованного данным двигателем, с
авто автомобилем, имевшим двигатель без наддува с рабочим объемом 2 л,
пока ю, что последний значительно (на 20 %) уступал первому по
топл юй экономичности на режимах движения по "городскому" циклу. Но
при ороности 90 км/ч разница в расходе топлива была небольшой при
преи шестве двигателя с турбонаддувом. Динамические качества
авто билия с двигателем, имевшим турбонаддув, были выше, чем у
двиг ля большего рабочего объема без наддува.

Г дставляет интерес сравнение протекания нагрузочных характе-
тик ристик двигателя Рено-18-ЛТурбо и характеристики эквивалентного по
рабо му объему и требованиям к октановому числу топлива двигателя
без дува. Анализ соответствующих характеристик на режиме $n =$
= 3 1800 мин^{-1} при безразмерной абсциссе — относительной нагрузке
($p_e/p_{e\text{max}}$) показывает, что на максимальной нагрузке удельные расходы
топл лав
смес а обоих двигателей совпадают вследствие интенсивного обогащения
на двигателе без наддува. По мере снижения $p_e/p_{e\text{max}}$ до 45 %
преи шество по топливной экономичности имеет двигатель без наддува.
Но и дальнейшем уменьшении $p_e/p_{e\text{max}}$ существенный выигрыш по

топливной экономичности дает двигатель с турбонаддувом. Эти данные хорошо согласуются с приводимой фирмой информацией об улучшении в топливной экономичности при движении автомобиля Рено в городских условиях. Отсутствие преимуществ у двигателя с турбонаддувом при средних нагрузках в данном случае может быть объяснено несовершенством системы топливоподачи с находящимся под наддувом карбюратором. Для устранения этого проигрыша в топливной экономичности двигателей с турбонаддувом на режимах высоких нагрузок фирма в последнее время заменила карбюраторную систему топливоподачи на систему многоточечного впрыскивания. Приняты дополнительные меры по повышению надежности клапанов (натриевое охлаждение, бронзовые втулки), поршней (струйное масляное охлаждение днищ).

Переход на систему впрыскивания бензина с электронным управлением на границе детонации в сочетании с повышением степени сжатия при наддуве до уровня, близкого к двигателю без наддува, расширяет диапазон нагрузочных режимов, при которых турбонаддув дает выигрыш по расходу топлива. При указанных положительных сторонах двигателя с турбонаддувом его недостатков по сравнению с двигателем без наддува, имеющим больший на 25 % рабочий объем, не отмечено. Нагрузочные характеристики отличаются от характеристик обычных карбюраторных двигателей малой интенсивностью изменения g_e в значительно более широком диапазоне вариации p_e : от 100 до 25 % в области $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$; от 100 до 30 % при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$. Обращает внимание целесообразность отключения охлаждения наддувочного воздуха в условиях эксплуатации автомобилей при низких температурах окружающей среды. В двигателе применена электронная система защиты от превышения предельного уровня π_k путем выключения зажигания.

В бензиновых двигателях с турбонаддувом третьего поколения, осваивавшихся во 2-й половине 80-х годов, карбюраторные системы топливоподачи, как правило, заменены электронными микропроцессорными системами управления впрыскиванием топлива, которые в отличие от карбюраторных систем хорошо сочетаются с охлаждением наддувочного воздуха.

Среди достоинств подобных систем можно отметить их лучшую приспособленность к условиям резкого разгона автомобиля, а также упрощение задачи оптимизации дозирования топлива по сигналам состава смеси и токсичности отработавших газов. Степень сжатия у большинства

моделей данного поколения сохраняют такой же, как и у двигателей без наддува. Системы управления параметрами, позволяющие предотвратить детонацию, перегрузки деталей и повысить топливную экономичность, изменены в направлении параллельного воздействия сигналов датчиков детонации как на клапаны, управляющие перепуском отработавших газов параллельно турбине, так и углом опережения зажигания (рис.119). Литровые мощности N_l доведены до 52 кВт/л при двух клапанах на цилиндр. Использование головок цилиндров с четырьмя клапанами на цилиндр при турбонаддуве с охлаждением наддувочного воздуха позволяет доводить литровые мощности до 65 кВт/л. В обоих случаях запас крутящего момента составляет около 20 %. Коэффициент приспособляемости доходит до 1,8. Поскольку литровые массы высокооборотных бензиновых двигателей стабилизировались на уровне 60.. 70 кг/л, то достигнутым значениям N_l соответствуют удельные массы 1,1...1,3 кг/кВт.

Преимущество бензиновых двигателей по данному параметру по сравнению с конкурирующими двигателями других видов, даже имеющих высокий наддув, остается бесспорным.

На современном этапе развития двигателестроения первостепенное значение приобрело улучшение топливной экономичности. Она для бензиновых двигателей интенсивно зависит от степени сжатия, в свою очередь определяемой антидетонационными качествами топлив и двигателей. У последних может быть отмечен возврат к выдвигавшейся еще в 30-е годы концепции снижения склонности к детонации путем интенсификации завихренности, турбулентности заряда, что способствует повышению эффективности применения турбонаддува. Но решающий вклад в формирование преимуществ по топливной экономичности бензиновых двигателей с турбонаддувом вносит повышение их механического КПД. Приведенные выше выражения (23), (24) в полной мере распространяемы на поршневые ДВС любых видов. Из рассмотрения этих уравнений следует, что $\eta_{\text{мех}}$ бензиновых двигателей с турбонаддувом при больших нагрузках имеет тенденцию к росту благодаря увеличению знаменателя p_i комплекса X. Рост p_i является непосредственным следствием форсирования, снижения необходимого значения iV_h при данном уровне N_e . Но росту $\eta_{\text{мех}}$ противодействует возрастание характеризуемого первым членом выражения (23) граничного трения в сопряжениях деталей поршневых колец с цилиндрами вследствие роста "заколенного" давления.

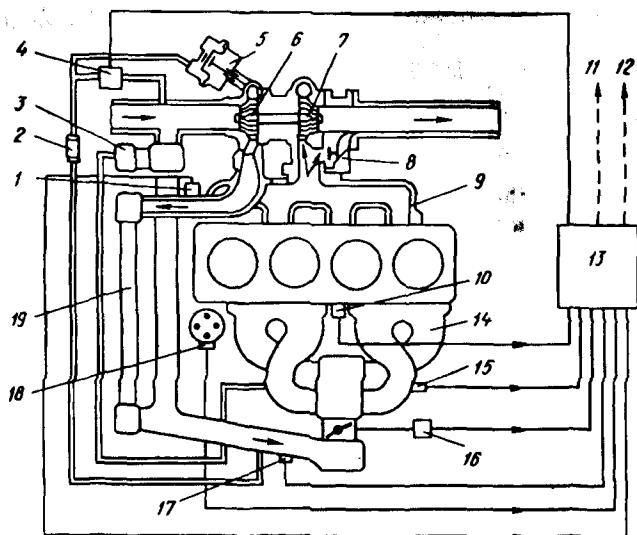


Рис. 119. Управление при помощи датчика детонации опережением зажигания и давлением наддува в двигателе "Волво":

1 — датчик давления наддува p_k ; 2 — калиброванное сопло; 3 — клапан перепуска воздуха в обвод турбины; 4 — электромагнитный клапан; 5 — диафрагменное устройство, управляющее перепуском отработавших газов в обвод турбины; 6 — компрессор; 7 — турбина; 8 — клапан перепуска отработавших газов в обвод турбины; 9 — коллектор системы выпуска; 10 — датчик детонации; 11 — сигнал защиты от превышения допустимого давления наддува; 12 — сигнал управления опережением зажигания; 13 — микропроцессор; 14 — коллектор системы впуска; 15 — датчик давления наддува; 16 — датчик положения дроссельной заслонки; 17 — датчик температуры воздуха на входе в двигатель; 18 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 19 — охладитель наддувочного воздуха

Совершенствование конструкции и технологии изготовления поршневых колец, улучшение геометрии и микрогеометрии цилиндров, в особенности при чугунных блоках, как и повышение прочности пленок смазочного материала, способствуют ограничению роста компонентов граничного трения. Значительная доля зависимости

$\eta_{\text{мех}} p_{\text{мех}}$ от уровня и эффективности турбонаддува определяется энергией, необходимой для совершения насосных ходов $p_{\text{н.х}}$.

Однако, если для дизелей увеличение КПД системы турбонаддува $\eta_{т.н}$ выше 0,52 приводит к реверсированию знака $p_{н.х}$, получению положительной работы, то для бензиновых двигателей соответствующий граничный уровень $\eta_{т.н}$ снижается. Уже при $\eta_{т.н} = 0,4$ величина $p_{н.х}$ заметно снижается по сравнению с двигателями без наддува. Этим, как и ростом знаменателя p_i выражения для X , определяется повышение $\eta_{мех}$ и η_e двигателей в результате турбонаддува, осуществляемого достаточно совершенными турбокомпрессорами.

Основным фактором, определяющим допустимость использования для бензиновых двигателей (при условии повышения $\eta_{т.н}$) систем турбонаддува с менее высокой эффективностью, чем у дизелей, является больший уровень температур, а потому работоспособности отработавших газов, обусловливаемый меньшими значениями α . Это в определенной мере компенсирует отрицательное влияние масштабного фактора на КПД турбокомпрессора бензиновых двигателей по сравнению с дизелями. Однако задача совершенствования турбокомпрессоров для бензиновых двигателей остается актуальной. Она определяется как возможностями дополнительного улучшения топливной экономичности двигателей данного класса путем повышения $\eta_{т.н}$, так и необходимостью компенсации отрицательного действия перепуска газов параллельно турбине и влияния высокого уровня температур отработавших газов на надежность турбокомпрессоров.

Для предотвращения отрицательных последствий резкой остановки турбокомпрессора после работы на больших нагрузках в последнее время его узел подшипников видоизменен в направлении применения рубашки жидкостного охлаждения, соединенной с системой охлаждения двигателя. Для условий применения автомобильных бензиновых двигателей в городах устранение данного недостатка имеет немаловажное значение.

Эксплуатационная топливная экономичность бензиновых двигателей с турбонаддувом зависит как от удельного расхода топлива на больших нагрузках, так и от расходов топлива на малых нагрузках и холостом ходу. Для последнего снижение рабочего объема двигателей пропорционально росту p_e при номинальном режиме приводит к практически пропорциональному уменьшению абсолютного расхода топлива, что согласуется с приводимыми данными по двигателям Рено-18.

Токсичность отработавших газов двигателей в результате турбонаддува по компонентам CO и C_nH_m не только не повышается, но и имеет

тенденцию к снижению благодаря интенсификации смесеобразования, связанной с турбулизацией воздуха в высокооборотных турбокомпрессорах. Более сложным является решение задачи предотвращения чрезмерного роста концентрации окислов азота NO_x . Соответствующая тенденция является следствием роста давлений и температур цикла. Последнее может и должно предотвращаться путем охлаждения наддувочного воздуха, которое является уже обязательным атрибутом бензиновых двигателей с турбонаддувом современных и тем более следующих поколений.

Но присущий наддуву рост давлений цикла, как это следует из выражения кинетики и более детального анализа, основанного на отечественной модели окисления азота, должен приводить к интенсификации окисления азота в процессе сгорания.

В данном отношении фактором, противостоящим росту давлений цикла, может быть уменьшение диаметра цилиндра, возможное благодаря росту литровой мощности двигателей с турбонаддувом и охлаждением воздуха. В конечной мере современные автомобили, оборудуемые бензиновыми двигателями с турбонаддувом, удастся поставлять в соответствии с требованиями наиболее жестких национальных стандартов США ($\text{C}_{\text{H}_m} = 0,25$, $\text{CO} = 2,1$; $\text{NO}_x = 0,43$ г/км).

Для этого приходится применять трехкомпонентные нейтрализаторы. λ -зонды [2] оказывается целесообразным размещать в потоке за турбинами турбокомпрессоров, что упрощает обеспечение надежности зондов. Определенные преимущества по уменьшению концентрации NO_x , как и склонности к детонации, должны достигаться при установке головок цилиндров из алюминиевых сплавов.

Изменения конструкции и технологии основных деталей бензиновых двигателей с турбонаддувом, необходимые при применении турбонаддува, оказываются относительно небольшими, не требующими значительной перестройки производства. Это объясняется накоплением у современных автомобильных ДВС как дизелей, так и бензиновых значительных резервов повышения допускаемой нагруженности. Подобное совершенствование обусловлено результатами систематической работы, проводимой специализированными фирмами и организациями по производству и исследованиям массовых деталей, современным методам их обработки. В результате двигатель стал одним из наиболее надежных агрегатов автомобиля в условиях функционирования как без наддува, так и с турбонаддувом, в последние годы высоким.

Немаловажное значение имеет введение комплекса электронных

элементов защиты деталей от перегрузок, которые могут возникать при нарушении нормального функционирования двигателя или его систем.

По данным, опубликованным моторостроительными фирмами, изменения конструкции силовых механизмов двигателей при турбонаддуве практически не требовались. Но некоторые фирмы перешли к использованию подшипников коленчатых валов с повышенной несущей способностью, что достигается при относительно небольшом удорожании технологии. Имеются возможности для дальнейшего повышения допускаемой нагруженности подшипников, которые уже реализуются в дизелях. В отдельных случаях обеспечения необходимой надежности коленчатых валов удалось достигнуть: в результате применения более легированных сталей, упрочняющих обработок галтелей, снижения концентрации напряжений.

Отмечена целесообразность повышения прочности днищ поршней и поясков между поршневыми кольцами, в отдельных случаях применения струйного охлаждения смазочным материалом их днищ. Используют поршневые кольца повышенного качества, в механизме системы газораспределения уменьшают фазовый угол перекрытия клапанов. Для повышения надежности последних используют натриевое охлаждение, которое, как известно, широко применяется и для двигателей без наддува. Другой метод интенсификации теплоотвода от клапана состоит в установке бронзовых направляющих втулок взамен чугунных.

Что касается турбокомпрессора и других компонентов систем турбонаддува, то они к настоящему времени доведены до уровня надежности, не уступающего другим узлам и деталям двигателей. Рост давлений на поверхности подвижных сопряжений двигателей с турбонаддувом требует осуществления для них эффективной полнопоточной фильтрации смазочных материалов, обеспечивающих высокую прочность их пленок. В совокупности повышение стоимости двигателей для их подготовки к условиям турбонаддува оказывается относительно небольшим. Оно сводится главным образом к увеличению стоимости турбокомпрессоров и в большей мере холодильников наддувочного воздуха с коммуникациями. Но при расчете на единицу мощности турбонаддув с повышением мощности свыше 20 % не приводит к росту удельной (на единицу мощности) себестоимости двигателей с турбонаддувом, скорее может быть отмечено по отношению к двигателям без наддува ее снижение.

Относительно небольшой объем изменений, необходимых для освоения массового производства бензиновых двигателей с турбонаддувом, позволяет ставить и решать задачу модернизации путем турбонаддува ранее созданных моделей. Но предпочтительным направлением, дающим возможность в более полной мере использовать турбонаддув, является

создание оптимизированных по массе форсированных моделей двигателей уменьшенного рабочего объема.

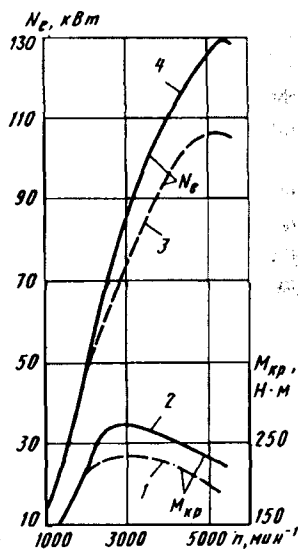
Совершенствование турбокомпрессоров, использование приведенного комплекса средств автоматического регулирования двигателей способствовали устранению отмечавшегося ранее, применительно к бензиновым двигателям с турбонаддувом, недостатка — ухудшения формы скоростной характеристики. В первых стадиях изысканий оно выражалось в снижении запаса крутящего момента, уменьшении скоростного коэффициента приспособляемости. Но уже в образцах автомобильных бензиновых двигателей с турбонаддувом первого поколения был достигнут удовлетворительный уровень запаса крутящего момента.

Последующие работы по улучшению турбокомпрессоров, повышению $\eta_{т.к}$ привели не только к устранению ранее предполагавшихся недостатков в протекании характеристик, но к получению более благоприятного для применения на автомобилях их протекания — росту запаса крутящего момента, коэффициентов приспособляемости. Это может быть проиллюстрировано графиками (рис.120), показывающими существенное улучшение протекания скоростных характеристик бензинового двигателя с рабочим объемом около 2 л в результате внедрения современной системы турбонаддува [5].

Отмеченная совокупность положительных качеств современных бензиновых двигателей с турбонаддувом привела к их прогрессирующему распространению. Двигателями этого типа в 1987 г. оборудовали от 5 до 20 % моделей легковых автомобилей, выпускаемых развитыми капиталистическими странами. Диапазон моделей варьируется от автомобилей престижного класса — Кадиллак, Бентлей до микролитражных автомобилей с рабочим объемом 600...1000 см³ (Хонда). Но

Рис. 120. Характеристики двигателей с рабочим объемом $iV_h = 1,97$ л:

1 — с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха; 2, 3 — с турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха и четырьмя клапанами на цилиндр; 4 — с турбонаддувом, охлаждением наддувочного воздуха и четырьмя клапанами на цилиндр



наиболее широко используют турбонаддув для малолитражных (1200... 1600³ см) и среднелитражных (iV_h 2...2,9 л) автомобилей.

Применяемость отмеченного комплекса элементов систем турбонаддува расширяется несмотря на усложнение его состава, включающего турбокомпрессоры, холодильники воздуха, систему электронного впрыскивания топлива, микропроцессоры.

○ ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Широкое внедрение автомобильных двигателей с турбонаддувом задержалось по сравнению с другими сферами транспортной энергетики вследствие ряда труднопреодолимых препятствий. Они обусловлены спецификой автомобильных производств и эксплуатации. Трудности эти постепенно преодолевались вначале для дизелей большой мощности, развиваемой в течение большей части рабочих циклов, а затем и для дизелей средней мощности. К настоящему времени имеются возможности массового использования турбонаддува для автомобилей всех категорий. Этому способствует сужение диапазонов ограничительных факторов протекания рабочих процессов благодаря опережающему другие показатели технического уровня повышению ресурса, надежности, созданию резерва увеличения допускаемой нагруженности деталей и сопряжений.

Принципиальным преимуществом использования турбонаддува является возможность повышения по сравнению с двигателями без наддува механического КПД. Но для этого необходимы достаточно высокая эффективность систем турбонаддува, совершенство протекания нестационарных процессов газообмена в условиях уменьшения массы и габаритных размеров турбокомпрессоров. Соответствующий прогресс оказался возможным благодаря всесторонней отработке, совершенствованию процессов в системах турбонаддува, в первую очередь, турбокомпрессорах и других элементах газодинамических трактов, холодильников наддувочного воздуха.

Важную роль в повышении механического КПД, а потому топливной экономичности и надежности сыграло повышение качества изготовления деталей двигателей специализированными фирмами, улучшение материалов, используемых для изготовления деталей, и эксплуатации двигателей.

Важнейшую роль в решении задач турбонаддува автомобильных дизелей, обеспечении оптимального протекания их характеристик играла специализированная отработка топливной аппаратуры и систем автоматического

регулирования топливopодачи и турбонаддува. Последнее оказалось особо сложным для бензиновых двигателей, где требуемый уровень был достигнут в результате комплексного электронного регулирования систем топливopодачи, рабочих процессов в системах турбонаддува и двигателях.

Немаловажным фактором в создании предпосылок широкого применения турбонаддува оказалось улучшение протекания их характеристик на часто реализуемых режимах, в условиях необходимости повышения приемистости турбокомпрессоров. Прогресс турбокомпрессоров оказался возможным в результате изысканий, направленных на уменьшение энергетических потерь в их элементах, совершенствование технологии изготовления деталей в направлениях оптимизации форм проточных частей, миниатюризации деталей. В результате были достигнуты низкая себестоимость турбокомпрессоров, их малая масса, высокие надежность и приемистость при систематическом повышении эффективности. Большое значение имели и соревнования предприятий по специализированному производству данных агрегатов. Неотъемлемой частью современных силовых агрегатов с двигателями, имеющими турбонаддув, стало охлаждение наддувочного воздуха. Без него было невозможно внедрение высокого турбонаддува и его распространение на бензиновые двигатели. Как и по другим компонентам систем турбонаддува, первостепенную значимость имеет наличие мощных специализированных производств холодильников воздуха, охладителей смазочного материала форсированных двигателей.

Созданная материальная база, положительные результаты всесторонних исследований всех аспектов турбонаддува автомобильных двигателей дали основания для их массового использования для всех видов автомобилей. При этом имеются очевидные перспективы дальнейшего технического прогресса двигателей данного вида.

Среди показателей качества автомобильных двигателей с турбонаддувом наиболее интенсивно улучшились надежность, ресурс. Последний для некоторых категорий автомобилей приблизился к экономически целесообразному уровню. Это позволяет развешивать программу дальнейшего форсирования двигателей и использовать созданные резервы допускаемой нагруженности деталей для повышения давлений рабочего цикла с целью улучшения топливной экономичности.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ТКР

1. Ввод параметра n_i .

Начало блока 04

2. $\alpha_i = f(n_i)$.

3. $\eta_{Vi} = f(n_i)$.

4. $M_{\kappa i} = f(n_i)$.

5. $g_{ei} = f(n_i)$.

6. $\sigma_i = f(n_i)$.

7. $t_{oi} = f(n_i)$.

8. $u_{\tau i} = f(n_i)$.

9. $A_{ni} = f(n_i)$.

Начало блока 05

10. $\varphi_{ii} = 0,3$.

11. $N_{ei} = \frac{G_{\tau i}}{g_{ei}} 10^3$.

12. $M_{\kappa i} = 955,5 \frac{N_{ei}}{n_i}$.

13. $p_{ei} = 0,1257 \cdot 10^{-1} (M_{\kappa i} \sqrt{V_H})$.

$$14. G_{ni} = G_{\tau i} \rho_i (14,5/3,6 \cdot 10^3).$$

$$15. u_{\tau pi} = u_{\tau i} / \sqrt{t_{0i} + 273}.$$

$$16. G_{ri} = G_{ni} \left[1 + \frac{1}{a_i 14,5} \right].$$

$$17. G_{\tau npi} = G_{ri} \sqrt{t_{0i} + 273} / p_{\tau 2}.$$

$$18. \delta_{\tau i} = f(u_{\tau npi}, G_{\tau npi}).$$

$$19. L_{\tau i} = \frac{k}{k-1} R (t_{0i} + 273) \left[1 - \left(\frac{1}{\delta_{\tau i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

$$20. c_{ani} = \sqrt{2L_{\tau i}}.$$

$$21. x_{ani} = u_{\tau i} / c_{ani}.$$

$$22. \eta_{ei} = f(\delta_{\tau i}, x_{ani}).$$

$$23. \psi_{ni} = f(\varphi_{1i}).$$

$$24. \eta_{ei} = \eta_{ei} A_{ni}.$$

$$25. u_{\kappa 2i} = \sqrt{L_{\tau i} \eta_{ei} G_{\tau i} / \psi_{ni} G_{ni}}.$$

$$26. \varphi_{1i} = \frac{G_{ni}}{0,785 \gamma_{\kappa} \epsilon (\lambda_{1i}) \sigma_i (D_{\kappa 1}^2 - D_{\kappa 0}^2) u_{\kappa 2i} AN}$$

$$27. \psi_{0i} = f(\varphi_{1i}).$$

$$28. \pi_{\kappa i} = \left[1 + \frac{k-1}{k} \psi_{0i} \mu_{\kappa 2i}^2 \frac{1}{RT_{\kappa 1}} \right]^{k/(k-1)}$$

$$29. \overline{\gamma_i} = \frac{\pi_{\kappa i}^{\sigma_{0i}}}{\left[\frac{\pi_{\kappa i}^{0,286} - 1}{\psi_{0i}/\psi_{\pi i}} + 1 \right] (1 - E_i) + E_i \frac{T_{\pi}}{T_{\kappa 1}}}$$

$$30. G_{\kappa 2i} = \overline{\gamma_i} \gamma_{\kappa} V_h n_i \eta_{V_i} \sigma_i / (1,2 \cdot 10^5).$$

$$31. \eta_{0i} = \psi_{0i} / \psi_{\pi i}$$

$$32. \eta_{\text{ткр}} = \eta_{0i} \eta_{ei}$$

$$33. \text{Если } |G_{\kappa i} - G_{\kappa 2i}| > 0,0003, \text{ то перейти к п. 34.}$$

Если $|G_{\kappa i} - G_{\kappa 2i}| \leq 0,0003$, то расчет одного режима закончен.

Начало блока 06

$$34. G_{\kappa i} = G_{\kappa 2i}$$

$$35. a_i = 3,6 \cdot 10^3 (G_{\kappa i} / 14,5 G_{\tau i}).$$

$$36. u_{\tau i} = u_{\kappa 2i} (D_{\tau 1} / D_{\kappa 2}).$$

$$37. t_{\tau 0i} = C \frac{\sqrt{n_i / n_{\kappa}}}{a_i^{0,7}}, \text{ где } C = 950 \dots 1050 \text{ (для дизелей).}$$

38. Повторить расчет, начиная с п. 15.

2. АЛГОРИТМ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОМПРЕССОРА

Ввод исходных данных: p_n^* , T_n^* , k , $\Delta\psi_k$, k_m , $\overline{B}$, $\overline{B}_n$, $\overline{D}_4$, $\Delta\psi_A$, $\lambda(C_k)$,

$\Delta\psi_y$, K_z , S_{f1} , S_{f2} , a , $\overline{R}_y$, N_1 , t , γ , G_n , π_k , η_0^* , φ_1 , $\overline{D}_0$, σ , z_k , D_2 , ν .

$$1. m_1 = k - 1/k.$$

$$2. \gamma_n^* = p_n^*/RT_n^*.$$

$$3. a_{кр 1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}.$$

$$4. u_2 = \sqrt{\frac{RT_n^* (\pi_n^{*m} - 1)}{m_1 \eta_0^* \psi_n}}.$$

$$5. \lambda_{(c_1)} = \varphi_1 u_2 / a_{кр 1}.$$

$$6. \epsilon(\lambda_{c_1}) = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}.$$

7. Если $G = 0$, то 9.

8. Если $\overline{D}_1 = 0$, то 11, иначе 13.

$$9. G_n = \gamma_n^* \epsilon(\lambda_{c_1}) 0,785 D_2^2 (\overline{D}_1^2 - \overline{D}_0^2) \varphi_1 u_2.$$

10. Перейти к 14.

$$11. \bar{D}_1 = \sqrt{\bar{D}_0^2 + \frac{G_B}{\gamma_n^* \epsilon(\lambda_{c_1}) \sigma 0.785 D_2^2 \varphi_1 u_2}}.$$

12. Перейти к 14.

$$13. D_2 = \sqrt{\frac{G_B}{\gamma_n^* \epsilon(\lambda_{c_1}) \sigma 0.785 (\bar{D}_1^2 - \bar{D}_0^2) \varphi_1 u_2}}.$$

$$14. D_1 = \bar{D}_1 D_2.$$

$$15. D_0 = \bar{D}_0 D_2.$$

$$16. D'_1 = D_1 - 2\delta_p.$$

$$17. n = \frac{60 u_2}{3.14 D_2}.$$

$$18. c_1 = \varphi_1 u_2.$$

$$19. \bar{D}_{cp} = \sqrt{\frac{\bar{D}_1^2 + \bar{D}_0^2}{2}}.$$

$$20. (\beta)_{n \text{ cp}} = \arctg \frac{\varphi_1}{\bar{D}_{cp}}.$$

$$21. F_n = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_0^2) \sin \beta_{n \text{ cp}}.$$

22. Если $(\bar{D}_1 - 0.7) \leq 0$, то 23, > 0 , то 25.

$$23. i_{\text{ср}} = 1,1\beta_{\text{п ср}} - 0,4677.$$

24. Перейти к 29.

25. Если $(\overline{D}_1 - 0,735) \leq 0$, то 26, > 0 , то 28.

$$26. i_{\text{ср}} = 1,1\beta_{\text{п ср}} - 0,4.$$

27. Перейти к 29.

$$28. i_{\text{ср}} = 1,1\beta_{\text{п ср}} - 0,346.$$

$$29. \beta_{\text{л ср}} = \beta_{\text{п ср}} + i_{\text{ср}}.$$

$$30. (\beta_{\text{л}})_{D_1} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta_{\text{л ср}} \frac{\overline{D}_{\text{ср}}}{\overline{D}_1} \right].$$

$$31. (\beta_{\text{л}})_{D_0} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta_{\text{л ср}} \frac{\overline{D}_{\text{ср}}}{\overline{D}_0} \right].$$

$$32. \tau_1 = 1 - \frac{t z_{\kappa}}{\pi D_1}.$$

$$33. \tau_0 = 1 - \frac{t + \sin \gamma (D_1 - D_0)}{\pi D_0} z_{\kappa}.$$

$$34. \tau_{\text{ср}} = 1 - \frac{t + \sin \gamma (D_1 - D_{\text{ср}})}{\pi D_{\text{ср}}} z_{\kappa}.$$

$$35. F_r = \frac{\pi}{4} (D_1 \tau_1 \sin \beta_{\text{л1}} + D_0 \tau_0 \sin \beta_{\text{л0}}) (D_1 - D_0).$$

$$36. \overline{F} = F_r / F_n.$$

$$37. (\beta_n)_{D_1} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta_n \cdot \frac{\overline{D}_{cp}}{\overline{D}_1} \right].$$

$$38. \omega_1 = \varphi_1 u_2 / \sin(\beta_n)_{D_1}.$$

$$39. \lambda_{(\omega_1)} = \omega_1 / a_{кр 1}.$$

$$40. T_2^* = \frac{m_1 \psi_n u_2^2}{2} + T_n^*.$$

$$41. \mu_2 = 1 - \frac{1,8 + 1,1\varphi_1}{z_k}.$$

$$42. \psi_{к2}^* = (\mu_2 + 0,005) - \Delta\psi_{кол}.$$

$$43. p_2^* = p_n^* \left[1 + \frac{m_1 \psi_n^* u_2^2}{RT_n^*} \right]^{\frac{1}{m_1}}$$

$$44. \gamma_2^* = p_2^* / RT_2^*.$$

$$45. a_{кр 2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*}.$$

$$46. c_k = \lambda(c_k) a_{кр 2}.$$

$$47. \gamma_{\kappa} = \frac{0.985 \cdot 10^4 \pi_{\kappa}^* \rho_{\kappa}^*}{RT_2^*}.$$

$$48. D_{\text{в.п}} = 10^3 \left[\frac{G_{\text{в}}}{c_{\kappa} \gamma_{\kappa}^{0.785}} \right]^{0.5}.$$

$$49. \lambda(c_2) = \frac{u_2 \sqrt{\mu_2^2 + (K_{m1}^{\varphi})^2}}{a_{\kappa p 2}}.$$

$$50. \epsilon(\lambda_{c2}) = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2(c_2) \right]^{\frac{1}{k-1}}.$$

$$51. \tau(\lambda_{c2}) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2(c_2).$$

$$52. c_{u2} = \mu_2 u_2.$$

$$53. c_{m2} = \varphi_1 u_2 k_m.$$

$$54. \alpha_2 = \arctg \frac{c_{m2}}{c_{u2}}.$$

$$55. \overline{b}_2 = \frac{G_{\text{в}}}{\pi D_2^2 c_{m2} \gamma_2^* \epsilon(\lambda_{c2})}.$$

$$56. b_2 = \overline{b}_2 D_2.$$

$$57. b'_2 = b_2 - \delta_0.$$

$$58. B = \overline{BD}_2.$$

$$59. y_{\max} = \pi D_2 \nu / z_{\kappa}.$$

$$60. x_{\max} = B - \overline{B}_H B.$$

$$61. (\beta)_{\lambda D_2} = \arctg (\tg \beta_{\lambda \text{ ср}} \overline{D}_{\text{ср}}).$$

$$62. m = \text{ctg} (\beta)_{\lambda D_2} (x_{\max} / y_{\max}).$$

$$63. p = y_{\max} / (x_{\max})^m.$$

$$64. x_{j+1} = x_j + S_{t_1}.$$

$$65. y_j = p x_j^m.$$

Повторить (64) от $j = 1$ до N .

$$66. D_4 = \overline{D}_4 D_2.$$

$$67. \psi_{\kappa 4}^* = \psi_{\kappa 2}^* - \Delta \psi_d.$$

$$68. b_4 = 0,85 b_2.$$

$$69. p_4^* = p_n^* \left[1 + \frac{m_1 \psi_{\kappa 4}^* u_2^2}{RT_n^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

$$70. \gamma_4^* = p_4^* / RT_2^*.$$

$$71. \lambda(c_4)_1 = \lambda(c_2) \frac{N_1}{\overline{D}_4}.$$

$$72. \tau(\lambda_{c_4})_1 = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2(c_4)_1.$$

$$73. \epsilon(\lambda_{c_4})_1 = [\tau(\lambda_{c_4})_1]^{\frac{1}{k-1}}.$$

$$74. c_{m4} = \frac{G_b}{\gamma_4^* \epsilon(\lambda_{c_4})_1 \pi D_4 b_4}.$$

$$75. c_f = \frac{1}{4 \left[2 \lg \frac{b_4}{k_m} + 1.74 \right]^2}.$$

$$76. \tau(\lambda_{cp}) = \frac{\tau(\lambda_{c_2}) + \tau(\lambda_{c_4})_1}{2}.$$

$$77. a_4 = \arcsin \frac{c_{m\varphi}}{\lambda(c_\varphi)_1 a_{kp2}}.$$

$$78. N_2 = 1 - C_f \tau(\lambda_{cp}) \frac{\cos(1.2a_4 - \gamma_{\max})(\overline{D}_4 - 1)}{\sin a_4 \cos a_4 b_4} \cdot 0.51.$$

$$79. c_{u_4} = c_{u_2} N_2 / \overline{D}_4.$$

$$80. c_4 = \sqrt{c_{m4}^2 + c_{u4}^2}.$$

$$81. \lambda(c_4)_{\Pi} = \frac{c_4}{a_{\kappa p 2}}; \quad e(\lambda_{c_4})_{\Pi} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda(c_4)_{\Pi} \right]^{\frac{1}{k-1}}.$$

$$82. a_4 = \operatorname{arctg} \frac{c_{m4}}{c_{u4}}.$$

$$83. c_y = c_{u4} / \overline{R_y}.$$

$$84. \gamma_y = \gamma_4^* e(\lambda_{c_4})_{\Pi}.$$

$$85. F'_y = G / \gamma_y c_y.$$

$$86. \varphi_j = 0; \quad \varphi_{j+1} = \varphi_j + S_{t_2}.$$

$$87. (R_{\varphi})_j = 0,5 \left[\left(\frac{R_y}{R_4} - 1 \right) \frac{\varphi_j}{360} + 1 \right] D_{\varphi}.$$

$$88. (F_{\varphi})_j = \frac{\varphi_j (R_{\varphi})_j}{360 R_y} F'_y.$$

$$89. (c_{\varphi})_j = c_{u4} \frac{R_4}{(R_{\varphi})_j}.$$

$$90. (F_{\varphi})_j^i = \frac{(F_{\varphi})_j}{\left\{ 1 - 2 \frac{\Delta \psi_y \varphi_j}{360} \left[\frac{u_2}{(c_{\varphi})_j} \right]^2 \right\}^{0,5}}.$$

$$91. (R_1)_j = \sqrt{\frac{(F_\varphi)_j}{\pi} - 1,568a^2} - 1,5a.$$

$$92. (R_2)_j = (R_1)_j + a.$$

$$93. (R_3)_j = (R_1)_j + 2a.$$

$$94. (R_4)_j = (R_1)_j + 3a.$$

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

$$1. m_1 = (k - 1)/k.$$

$$2. m_2 = k/(k - 1).$$

$$3. G_r = G_b \left[1 + \frac{1}{aL_0} \right].$$

$$4. L_r = \frac{\psi u_{\kappa 2}^2 G_b}{\eta_r \eta_m G_r}.$$

$$5. \pi_r = \frac{1}{\delta_r} = \left[1 - \frac{L_r}{m_2 R T_0^*} \right]^{m_2}.$$

$$6. p_0 = p_2/\pi_r.$$

$$7. \lambda_r = \left[\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \pi_r^{m_1} \right) \right]^{0.5}.$$

$$8. a = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

$$9. c_0 = \lambda_\tau a.$$

Если $D_{\tau 1} = 0$, то перейти к п. 12.

$$10. u_{\tau 1} = u_{\kappa 2} D_1 / D_{\kappa 2}.$$

$$11. x_{ад} = u_{\tau 1} / c_0.$$

Перейти к п. 14.

$$12. D_{\tau 1} = \frac{x_{ад} D_{\kappa 2}}{\sqrt{\frac{\eta_i \eta_m G_r}{2G_{в л}}}}.$$

$$13. u_{\tau 1} = u_{\kappa 2} D_1 / D_{\kappa 2}.$$

$$14. \bar{u}_{\tau 1} = u_{\tau 1} / \sqrt{T_0^*}.$$

$$15. \bar{G}_\tau = G_r \sqrt{T_0^*} / p_2.$$

$$16. c_{1\tau} = c_0 (1 - \rho)^{0.5}.$$

$$17. c_1 = \varphi c_{1\tau}.$$

$$18. \lambda_{1\tau} = \lambda_\tau (1 - \rho)^{0.5}.$$

$$19. \lambda_1 = \varphi \lambda_{1\tau}.$$

$$20. m_3 = (k - 1) / (k + 1).$$

$$21. p_1 = p_0^* (1 - m_3 \lambda_{1\tau}^2)^{m_2}.$$

$$22. T_1 = T_0^* (1 - m_3 \lambda_1^2).$$

$$23. M_1 = \frac{\lambda_1 \left[\frac{2}{k+1} \right]^{0.5}}{(1 - m_3 \lambda_1^2)^{0.5}}$$

$$24. V_1 = RT_1 / p_1 \cdot 10^3.$$

$$25. \alpha_1 = \arcsin \left[\frac{G_r V_1}{\pi D_1^2 c_1 - b} \right].$$

$$26. \beta_1 = \arctg \frac{1}{\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{x_{ad}}{\psi \sin \alpha_1 (1 - \rho)^{0.5}}}.$$

$$27. w_1 = c_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}.$$

$$28. p_{w1}^* = p_1 \left[1 + \frac{w_1^2}{2m_2 RT_1} \right]^{m_2}.$$

$$29. T_{w1}^* = T_1 + \frac{w_1^2}{2m_2 R}.$$

$$30. L_{\text{рк}} = m_2 R T_{\omega 1}^* \left[1 - \left(\frac{\rho_2}{\rho_{\omega 1}^*} \right)^{m_1} \right].$$

$$31. \overline{D}_{2\text{ср}} = 0.87 - \rho \ 0.5 \text{ (по данным НАМИ).}$$

$$32. D_{2\text{ср}} = \overline{D}_{2\text{ср}} D_1.$$

$$33. D_{2\text{в}} = \sqrt{2D_{2\text{ср}}^2 - D_{2\text{вт}}^2}.$$

$$34. u_{2\text{ср}} = \overline{D}_{2\text{ср}} u_{\tau 1}.$$

$$35. \omega_{2\text{ср}} = (2L_{\text{рк}} - u_{\tau 1}^2 + u_{2\text{ср}}^2)^{0.5} \psi.$$

$$36. T_2 = T_{\omega 1}^* - \psi_2 \frac{L_{\text{рк}}}{m_2 R} - (1 - \psi^2) \frac{u_1^2 - u_{2\text{ср}}^2}{2m_2 R}.$$

$$37. V_2 = RT_2 / \rho_2 10^3.$$

$$38. F_2 = \frac{\pi}{4} \left[D_{2\text{в}}^2 - D_{2\text{вт}}^2 \right] 10^{-4}.$$

$$39. \beta_{2\text{ср}} = \arcsin (G/V_2/F_2 \omega_2).$$

$$40. a_{2 \text{ cp}} = \arctg \frac{\sin \beta_{2 \text{ cp}}}{\cos \beta_{2 \text{ cp}} - (u_{2 \text{ cp}} / \omega_2)}.$$

$$41. c_{2 \text{ cp}} = \omega_{2 \text{ cp}} \frac{\sin \beta_{2 \text{ cp}}}{\sin a_{2 \text{ cp}}}.$$

$$42. L_u = c_{1 \tau} u_{\tau} \cos a_1 + c_{2 \text{ cp}} u_{2 \text{ cp}} \cos a_{2 \text{ cp}},$$

$$\text{если } a_{2 \text{ cp}} > 90^\circ;$$

$$L_u = c_{1 \tau} u_{\tau} \cos a_1 - c_{2 \text{ cp}} u_{2 \text{ cp}} \cos a_{2 \text{ cp}},$$

$$\text{если } a_{2 \text{ cp}} < 90^\circ.$$

$$43. \eta_u = L_u / L_\tau.$$

$$44. \xi_{\text{вых}} = c_{2 \text{ cp}}^2 / c_0^2.$$

$$45. c_{u 2 \text{ cp}} = c_{2 \text{ cp}} \cos a_{2 \text{ cp}}.$$

$$46. c_{r 2 \text{ cp}} = c_{2 \text{ cp}} \sin a_{2 \text{ cp}}.$$

$$47. \mu_2 = f(T).$$

$$48. \nu_2 = \mu_2 V_1.$$

$$49. Re = D_{2a} c_{r2} \rho_2 / \nu_2.$$

$$50. \bar{L} = \frac{L_a}{D_{2a}} = \frac{\sqrt{n} - 1}{2 \sin(a_a/2)}.$$

$$51. L_a = D_{2a} \bar{L}.$$

$$52. H = 1,4 \left[1 + \frac{\sqrt{n} - 1}{\bar{L}^{0,2}} \right].$$

$$53. B = \frac{0,115}{Re^{0,2}} \bar{L}^{0,8} H.$$

$$54. D_a = \sqrt{\frac{\pi D_{2a}^2}{4} n} \cdot 1,129.$$

$$55. \vec{\Delta}_2^* = f(B, n).$$

$$56. \xi_n = \frac{1}{n^2 (1 - \vec{\Delta}_2^*)^2} \bar{\xi}.$$

$$57. p_3 = (1 - \xi_n) \frac{c_{r2}^2 \rho_2}{2V_2} + p_2.$$

$$58. c_{r3} = \frac{G V_2^{0,98}}{\pi D_0^2/4}.$$

$$59. \eta'_H = \frac{m_2 R (T_0^* - T_2) - \frac{c_2^2}{2}}{L_T}$$

$$60. \eta_H = \frac{2L_H}{c_0^2 - c_{r2cp}^2 + c_{r3}^2}$$

Расчет БНА

$$61. \rho_0^* = \frac{\rho_0^* 10^3}{RT_0^*}$$

$$62. \epsilon(\lambda_1) = (1 - m_3 \lambda_1^2)^{1/(k-1)}$$

$$63. D_{B \text{ опт}} = (1, 2, \dots, 1, 24) D_1 \text{ (по опытным данным).}$$

$$64. \epsilon(\lambda_B) = \left[1 - m_3 \frac{\lambda_1^2 D_1^2}{D_6^2} \right]^{1/(k-1)}$$

$$65. \gamma_B = \frac{1}{V_1} \frac{\epsilon(\lambda_B)}{\epsilon(\lambda_1)}$$

$$66. \gamma' = (\gamma_0^* + \gamma_B)/2.$$

$$67. Q_1 = 3,356 c_{1u} \gamma' \frac{D_1}{2}$$

$$68. Q_2 = 0,95 \xi G k_{rc}$$

$$69. Q_3 = 0,5 \, kG \, D_{rc}.$$

$$70. R_n = \frac{Q_2 + \sqrt{Q_2^2 + 4Q_1 Q_3}}{2Q_1}.$$

$$71. F_n = 3,356 \, R_n^2.$$

$$72. F' = F_n \left(1 - \frac{\varphi'}{360^\circ} \right).$$

$$73. R' = (F'/3,356).$$

4. ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫЕ ДИЗЕЛИ РА4-185 И ОПЫТ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ НА КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛАХ БЕЛАЗ

В конце 70-х годов в связи с потребностью в автомобилях-самосвалах большой грузоподъемности (от 75 т и более) для повышения производительности карьерных работ и отсутствием к тому времени достаточно компактных малой массы отечественных двигателей с номинальной мощностью 660 кВт и более были использованы чехословацкие дизели "Пилстик" РА4-185 для карьерных автомобилей типа БелАЗ-549. Концепция этих дизелей отвечала сложившимся в то время представлениям об оптимальном типе двигателей для карьерных автомобилей большой грузоподъемности, изготавливаемых в крупносерийном производстве. Цилиндровая мощность двигателей была равна 110 кВт. Это позволяло в начале освоения комплектовать автомобили-самосвалы БелАЗ-549 грузоподъемностью 75 т шестицилиндровыми двигателями мод. 6 РА4-185 с номинальной мощностью 662 кВт. Впоследствии они в дефорсированной модификации на ранее выпущенных автомобилях грузоподъемностью 75 т заменялись восьмицилиндровыми дизелями 8 РА4-185. Последние устанавливают также при большой степени форсирования на автомобили-самосвалы БелАЗ грузоподъемностью 110 т.

Двигатели такого типа с диаметром цилиндра 185 мм и ходом поршня 210 мм, рабочим объемом $V_R = 5,65$ л выпускаются рядом стран. Они являются высокофорсированными дизелями с высоким турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Двигатели данной серии, устанавливаемые на автомобили-самосвалы, имеют V-образное расположение цилиндров с углом развала 90° . Благодаря такой компоновке при высокой степени форсирования дизели имеют малую массу (3100 кг шестицилиндровая модель, чему соответствует удельная масса, 4,5 кг/кВт). У восьмицилиндровых двигателей удельная масса снижается до 4,1 кг/кВт. Столь компактную конструкцию дизеля малой массы удалось реализовать благодаря не только высокой степени форсирования, но и оригинальной компоновки с туннельной конструкцией блок-картера, сваренного из стальных листов и поперечных переборок, отлитых из стали. Корпуса коренных подшипников коленчатого и распределительного валов вмонтированы в гнезда, размещенные в поперечных переборках. Корпуса коренных подшипников с цилиндрической периферией фиксируются в гнездах поперечных переборок стяжными хомутами и могут быть индивидуально демонтированы без общей разборки двигателя, для чего используются люки, закрываемые

тонкостенными крышками. Шейки коленчатого вала изготовлены из высокопрочной легированной стали и подвергнуты индукционной закалке.

На переднем конце коленчатого вала установлены гаситель крутильных колебаний и шестерня привода распределительного вала и всех агрегатов. Возможности агрегатирования, необходимого для функционирования систем автомобиля, при такой компоновке ограничиваются. Однако диаметры переднего и заднего концов коленчатого вала идентичны и от них может осуществляться отбор мощности для привода агрегатов. Противовесы крепятся к каждой из шеек коленчатого вала. На каждой из шатунных шеек коленчатого вала устанавливаются по два одинаковых шатуна с разъемом кривошипной головки, перпендикулярным к оси. Шатуны откованы из легированной стали, имеют канал, подводящий смазочный материал к поршневому пальцу для охлаждения поршней. Поршни изготовлены из алюминиевого сплава с полостным масляным охлаждением. Коаксиально головкам поршней в них укреплены цапфы, с цилиндрическим хвостовиком. Каждый цилиндр имеет жидкостную рубашку, кожух которой крепится к переборкам блок-картера двумя шпильками. Подвод жидкости к каждой из рубашек осуществляется из распределительной магистрали. Чугунные головки цилиндров имеют торондные предкамеры с переменным сечением горловин, уменьшающимся при приближении поршней к ВМТ благодаря входу в горловину хвостовиков цапф, укрепленных на поршнях. Чугунные головки цилиндров крепятся к каждому из кожухов жидкостной рубашки восемью болтами.

Охлаждающая жидкость из головок цилиндров поступает в коллекторы. Предкамеры выполнены как одно целое с головками цилиндров. Каждая из головок цилиндров имеет по два впускных и два выпускных клапана, контактируемых с седлами, вмонтированными в головки. Клапаны приводятся от одного распределительного вала посредством роликовых толкателей, штанг и коромысел. Выпускные клапаны размещены с внешней стороны развала цилиндров. Газы из них поступают в сварные коллекторы. Воздух нагнетается в цилиндры через впускные коллекторы, размещенные в развале цилиндров. Наддувочный воздух из турбокомпрессоров, также смонтированных в развале цилиндров, поступает в коллекторы после охлаждения в холодильнике, находящимся в передней верхней части двигателя. Охлаждение воздуха осуществляется жидкостью, циркулирующей в отдельном контуре и подаваемой независимым жидкостным насосом. К этому же контуру наддувочного воздуха подключена система подачи масла для подшипников турбокомпрессора.

Частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности равна

1500 мин⁻¹, чему соответствует средняя скорость поршня 10,5 м/с. Среднее эффективное давление при номинальной мощности равно 1,58 МПа. Давление наддува при этом составляет 0,26 МПа. Литровая мощность 26,6 кВт/л. Столь высокой степени форсирования при данной степени наддува способствует применение предкамерного рабочего процесса. Его использование позволяет уменьшить коэффициент избытка воздуха не только без ухудшения, но и при заметном преимуществе в показателях токсичности отработавших газов по сравнению с дизелями, имеющими непосредственное впрыскивание топлива, но ценой менее высокой топливной экономичности, ухудшения пусковых качеств по сравнению с конкурирующими дизелями.

Конструкция предкамер дизелей РА4-185 усовершенствована по сравнению с ранее применявшимися на этих дизелях, а также и на других двигателях с предкамерным смесеобразованием. Характерным для дизелей РА4-185 является переменного сечения горловина предкамеры, перекрываемая цилиндрической цапфой, укрепленной в поршне. При приближении к ВМТ цапфа входит в горловину и резко уменьшает пропускную способность, способствуя интенсификации вихреобразования. В процессе расширения цапфа выходит из горловины, скорость истечения газов из нее резко падает, что способствует уменьшению тепловых и газодинамических потерь, улучшению топливной экономичности. Тем не менее удельный расход топлива по скоростной характеристике не снижается менее 232 г/(кВт·ч). Сопоставление многопараметровой характеристики дизелей данной модели. С характеристиками дизелей ДМ, снятыми до завершающего этапа их отработки, показывает, что топливная экономичность дизелей РА4-185 по сравнению с двигателями с непосредственным впрыскиванием ниже на 10 %.

Топливная аппаратура разделенного типа характерна применением топливного насоса высокого давления с V-образной компоновкой секций. Форсунки штифтового типа установлены в головках по оси каждого цилиндра так что исключено попадание топлива в смазочное масло. Регулятор скорости с гидравлическим сервоусилителем укомплектован устройствами для автоматической остановки двигателя при недостаточном давлении масла, а также ограничивающим подачу топлива при недостаточном давлении наддува. Кроме того, имеется автоматический ограничитель частоты вращения коленчатого вала. Смазочная система с мокрым картером, представляющим нижнюю часть блок-картера. Люки картера выполнены как в его нижней части, так и в боковых стенках. Шестеренчатые масляные насосы нагнетают масло в продольную магистраль, фиксированную в

переборках блок-картера. Из магистрали масло нагнетается в коренные подшипники, а через каналы в шейках и щеках — в шатунные подшипники. Смазочная система укомплектована полнопоточным пластинчатым масляным фильтром самоочищающего типа.

Пуск двигателя может осуществляться электрическим или пневматическим стартерами. Для обеспечения пуска при низких температурах предусмотрено впрыскивание легковоспламеняющейся жидкости. Кроме того дизели комплектуются устройствами для предпускового подогрева.

Сварная конструкция блок-картера дизелей РА4-185 уступает литьм конструкциям по технологичности крупносерийного производства, гарантированности, стабильности, геометрии и другим служебным качествам. Возможности опережающего повышения нагрузки на детали двигателей с данной компоновкой представляются более ограниченными, чем у двигателей с монолитными блок-картерами.

За период эксплуатации дизелей данного типа в нашей стране в их конструкцию и технологию изготовления внесены усовершенствования. Внедрено новое профилирование лопаток турбокомпрессоров, повышена их надежность. Благодаря внедрению центробежной очистки смазочного материала повышена эффективность его фильтрации. Применены мокрые поддоны, позволяющие обеспечить бесперебойное смазывание при подъеме автомобилей-самосвалов из карьеров. Применены высокогорные противодымные корректоры топливоподачи.

Эксплуатационная надежность дизелей РА4-185 в условиях эксплуатации в карьерах доведена до высокого уровня, ресурс составляет 12...16 тыс. мото-ч., несмотря на менее целесообразную, чем у дизелей ДМ систему фирменного ремонта вне завода-изготовителя. Серьезные отказы высокой сложности частично сходны с отказами у дизелей ДМ, однако вероятность отказов больше. Преобладающим видом серьезного отказа является схватывание коленчатого вала в шатунных подшипниках, как правило, при очень больших наработках. Этот отказ в значительной мере обусловлен несовершенством системы диагностирования потребности в ремонте. Большая частота отказов дизеля РА4-185 может быть отмечена по головкам цилиндров и поршням. Частично это может быть объяснено применением у дизелей РА4-185 предкамерного рабочего процесса, приводящего к более интенсивному подводу теплоты к головкам цилиндра и поршням.

Тем не менее показатели надежности дизелей РА4-185, характеризующиеся высокими ресурсом, безотказностью, ремонтпригодностью, обеспечивают их рентабельную эксплуатацию. Что касается пониженной по сравнению с дизелями ДМ топливной экономичности и менее высоких пус-

ковых качеств, то эти недостатки частично устранены путем рационального использования дизелей данного типа в районах с неэкстремальными климатическими условиями.

Опыт эксплуатации дизелей PA4-185 выявил недостаточность агрегатной мощности их шестицилиндровых моделей, широко применяемых в настоящее время для карьерных автомобилей особо высокой грузоподъемности (75 т). Ввиду этого в 80-е годы шестицилиндровые дизели 6 PA4-185 были заменены восьмицилиндровыми 8 PA4-185. Несмотря на большее число цилиндров их надежность заметно повысилась по сравнению с предыдущей моделью, что частично объясняется уменьшением эксплуатационного уровня среднего эффективного давления.

Оценивая по опыту конструктивные элементы дизелей PA4-185 можно отметить следующее:

вполне оправдала себя "модульная" схема конструктивного и технологического выполнения с максимальной унификацией деталей цилиндрического комплекта и блок-картера. Это обеспечило быстрый переход от шестицилиндровой модели к восьмицилиндровой;

после конструктивной и технологической доработки была достигнута удовлетворительная работоспособность кривошипных головок шатунов, расположенных рядом на общей шатунной шейке коленчатого вала, что обеспечило единство их конструкции;

достоинства системы турбонаддува с одним турбокомпрессором относительно больших размеров, обеспечившим повышенный КПД и надежное функционирование систем турбонаддува, а следовательно и двигателя.

Следует отметить также, что благоприятным, в первую очередь, в отношении обеспечения ответственности изготовителей за качество элементов силового агрегата, а также себестоимость явилось применение "мокрого" картера.

Положительно оценивая опыт чешских и словацких инженеров по совершенствованию дизелей PA4-185 применительно к условиям нашей страны, нельзя не отметить недостаточную конкурентоспособность этих двигателей по топливной экономичности. Взамен дизелей PA4-185 и в дополнение к ним фирма освоила выпуск новых двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива и увеличенным до 200 мм диаметром цилиндров, близким к диаметру цилиндров дизелей ДМ-21.

Турбокомпрессоры дизелей PA4-185 имеют высокие КПД и надежность. Поэтому их стали использовать для дизелей семейства ДМ-21.

1. Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. Основные направления развития автомобильных турбокомпрессоров // Автомобильная промышленность. 1982. № 10. С. 6-9.
2. Андреев В.И. Способы управления двигателями с использованием датчиков детонации // Автомобильная промышленность. 1987. № 3. С. 8-10.
3. Аршинов В.Д., Ханян Н.С., Аршинов Л.С. Дизели ЯМЗ для сельскохозяйственных тракторов "Кировец" // Автомобильная промышленность. 1987. № 2. С. 4-6.
4. Бурков В.В. Алюминиевые теплообменники сельскохозяйственных и транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1985. 239 с.
5. Бурлаков В.А. Двигатель автомобиля Сааб 9000 Т 16 // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. 1986. № 23. С. 1-2.
6. Бурлаков В.А. Новые дизели Даймлер-Бенц OM 442 для грузовых автомобилей // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. 1986. № 43. С. 1-6.
7. Бурштейн Л.М. Смазка и трение поршневых колец // Автомобильная промышленность. 1987. № 4. С. 6-8.
8. Васильев Ю.А., Вейнблат М.Х., Литчук В.А. Результаты исследования открытых камер сгорания дизелей // Двигателестроение. 1984. № 12. С. 7-9.
9. Вейнблат М.Х. Особенности процесса впрыскивания топлива бесштифтовыми распылителями с различной конструкцией проточной части // Двигателестроение. 1986. № 3. С. 20-24.
10. Григорьев М.А. Очистка масла в двигателях внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1983. 148 с.
11. Зайченко Е.Н., Петренко В.А. Потери давления в радиаторах и оптимизации их бачков // Двигателестроение. 1987. № 7. С. 25-26.
12. Козлов Ю.С., Евенко В.М., Моисеенко М.А. Термоусталостные испытания головок цилиндров дизеля ЧН 21/21 // Двигателестроение. 1986. № 1. С. 7-9.
13. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1986. 119 с.
14. Лашманов В.В., Литчук В.А. Испытания дизелей 6ЧН 21/21 и 8ЧН 21/21 // Двигателестроение. 1987. № 11. С. 12.
15. Моргулис Ю.Б. Новое поколение турбокомпрессоров для автомобильных двигателей // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. 1983. № 24. С. 10-14.

16. Моргулис Ю.Б. Турбокомпрессор с переменной геометрией // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. 1986. № 32. С. 8-11.
17. Никитин Ю.Н., Вахтель В.Ю. Исследование работоспособности шатунного подшипника дизеля СМД-62 // Тр. МАМИ. М., 1982. Вып. 4. С. 42-50.
18. Новые двигатели компании Камминс // Автомобильная промышленность. 1987. № 6. С. 25.
19. Погов А.А. Турбокомпрессор с изменяемой геометрией // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. 1985. № 48. С. 6-7.
20. Симсон А.Э., Сахаревич В.Д. Оптимизация параметров воздухо-снабжения дизелей по среднеексплуатационному расходу воздуха // Двигателестроение, 1985. № 3. С. 3-5.
21. Файн М.А. Анализ перспектив развития систем регулирования наддува дизелей с использованием описаний патентов на изобретения // Двигателестроение. 1981. № 2. С. 36-38.
22. Ханин Н.С. Проблемы и перспективы применения наддува автомобильных двигателей // Автомобильная промышленность. 1982. № 9. С. 6-10.
23. Ханин Н.С., Тартаковский Л.М. Изучение взаимодействия потоков в симметричных тройниковых узлах газопроводов ДВС // Известия ВУЗов. 1983. № 6. С. 65-69.
24. Ханин Н.С., Тер-Мкртчян Г.Г. Понижение скоростного режима двигателей — резерв повышения их топливной экономичности, технического уровня // Автомобильная промышленность. 1983. № 3. С. 4-7.
25. Чернышцев Г.Д., Письман Я.Б., Гальговский В.Р. Совершенствование экономических и экологических показателей дизелей Ярославского моторного завода // Двигателестроение. 1986. № 6. С. 3-8.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения.....	3
Предисловие.....	7
Введение.....	8
Глава I. Особенности энергетического баланса, рабочего процесса, процессов в системах турбонаддува, топливной системе и механических потерь в автомобильных двигателях с турбонаддувом.....	13
Энергетический баланс и ограничительные факторы рабочего процесса в двигателях с турбонаддувом.....	13
Способы смесеобразования, конструкции камер сгорания, особенности рабочих процессов.....	20
Аэродинамические процессы в системах впуска.....	29
Газодинамические процессы в системах выпуска.....	37
Определение параметров газов в системе выпуска турбопоршневого двигателя методами энергетического и динамического балансов...	48
Приемистость турбокомпрессоров в составе дизелей с турбонаддувом.....	53
Совместная работа двигателя и турбокомпрессора.....	56
Особенности характеристик автомобильных двигателей с турбонаддувом, их работа на переменных режимах.....	60
Особенности работы на двигателе двух параллельно включенных турбокомпрессоров.....	67
Особенности процессов в топливных системах дизелей с турбонаддувом.....	72
Механические потери в двигателях с наддувом.....	74
Глава II. Турбокомпрессоры.....	85
Компрессор.....	85
Турбина.....	108
Узлы подшипников турбокомпрессоров.....	115
Регулирование автомобильных турбокомпрессоров.....	138
Развитие отечественных турбокомпрессоров.....	144
Развитие зарубежных турбокомпрессоров.....	151
Перспективные направления совершенствования турбокомпрессоров.....	162
Глава III. Охлаждение наддувочного воздуха.....	165
Особенности применения охлаждения наддувочного воздуха.....	165
Схемы систем охлаждения наддувочного воздуха.....	170

Особенности расчета теплообменников системы охлаждения наддувочного воздуха.....	174
Конструкция и технологии изготовления теплообменников.....	180
Глава IV. Конструкция, исследования, производство и опыт эксплуатации автомобильных двигателей с турбонаддувом.....	185
Изменение показателей дизелей с турбонаддувом магистральных автопоездов.....	185
Механическая и тепловая напряженность, износостойкость, масса деталей двигателей с турбонаддувом.....	188
Дизели семейства ЧН 13/14 и их совершенствование.....	201
Развитие дизелей-аналогов с рабочим объемом цилиндров в среднем 14,5 л.....	225
Дизели со средним и высоким турбонаддувом семейства ЧН 14/14..	231
Дизели с высоким турбонаддувом семейства ЧН 21/21 для карьерных автомобилей.....	246
Дизели с турбонаддувом для грузовых автомобилей повышенной проходимости с нагрузкой на ведущую ось 60 кН.....	266
Дизели с турбонаддувом для двухосных автомобилей средней и малой грузоподъемности.....	277
Дизели с турбонаддувом для автобусов.....	284
Дизели с турбонаддувом для грузовых автомобилей малой грузоподъемности и легковых автомобилей.....	287
Бензиновые двигатели с турбонаддувом.....	292
Заключение.....	304
Приложения.....	306
Список литературы.....	330