

1566778

На правах рукописи

УДК 621.436

ГРИШИН ЮРИЙ АРКАДЬЕВИЧ

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 2000

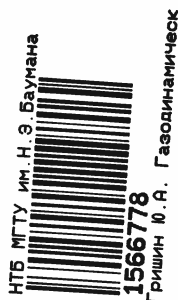
Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Бекнев В.С. доктор технических наук,
профессор

Патрахальцев Н.Н. доктор технических наук,
профессор

Петриченко М.Р. доктор технических наук,
профессор



Ведущее предприятие: Акционерное Московское общество "Завод
им. И.А. Лихачева" (АМО "Зил")

Защита диссертации состоится "26" июня 2000 г. в 14⁰⁰ ч.
на заседании диссертационного совета Д.053.15.10 в Московском
университете им. Н.Э. Баумана по ад-
ресу: д.1. корпус факультета

в библиотеке МГТУ им. Н.Э.

в 3 экземплярах, заверенные
по адресу: 107005, Москва,
Баумана, ученому секретарю

15 667 78

г. 2000 г.

Н.А. Иващенко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Последние десятилетия характеризуются существенным улучшением параметров двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в частности, удельной и литровой мощности, экономичности и экологических качеств. Это обусловлено расширением фронта научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, использованием последних достижений прикладных и фундаментальных наук.

Среди важнейших из направлений работ здесь следует отметить совершенствование проточных частей газовоздушного тракта (ГВТ) двигателей, использование элементов динамической настройки впуска и выпуска, применение турбонаддува, повышение КПД турбин и компрессоров, начало использования силовых турбин. В связи с этим создание и доводка перспективных комбинированных ДВС все более усложняются. Кроме того отметим, что, благодаря особенностям конструкции, механическое нагружение, термогазодинамические процессы течения, преобразования рабочего тела и совершение полезной работы в ДВС имеют нестационарный характер, гораздо более сложный, чем во всех других тепловых двигателях. В частности, процессы течения описываются с помощью полной системы уравнений нестационарной газовой динамики, записанных в той или иной форме. Для ее решения в рамках поставленных задач требуются мощная вычислительная техника и весьма трудоемкие численные методы.

Быстрое развитие и внедрение ЭВМ, разработка новых эффективных методов расчета позволили вывести исследования в области газодинамики ДВС, как и во многих других областях, на новую качественную ступень. Появилась возможность проведения моделирования, всесторонних и глубоких численных экспериментов, призванных ускорить проектирование, доводку и освоение в производстве передовых образцов техники. Практика последних десятилетий показала, что затраты на ЭВМ, разработку программных средств и проведение расчетов с лихвой окупаются общим снижением затрат на создание ДВС, улучшением технологии их производства, повышением качества конструкторской и технологической документации. В связи с этим можно говорить о том, что наука по-настоящему превращается в непосредственную производительную силу.

Основы применения численных экспериментов в отечественной науке о ДВС были заложены А.С. Орлиным и М.Г. Кругловым.

К сожалению, существующие численные методы газодинамики

нельзя считать в достаточной мере удовлетворительными для эффективного решения актуальных практических задач по рациональному проектированию и доводке сложных разветвленных проточных частей ДВС с агрегатами турбонаддува. В особенности в условиях современной экономической ситуации, когда требуется получение качественных результатов в кратчайшие сроки и с наименьшими затратами.

Необходимо с использованием теоретического анализа, опыта расчетных и экспериментальных исследований, рационального выбора математических и физических моделей рабочего тела в ГВТ ДВС стремиться к созданию все более быстродействующих численных методов и их версий, позволяющих, по возможности, решать проектно-доводочные задачи в условиях ограниченных ресурсов доступных ЭВМ.

Следует отметить совершенно неудовлетворительный уровень отработки граничных условий (ГУ) для численных расчетов, которые имеют определяющее значение для точности получаемых результатов. В особенности это относится к внутренним границам при одномерных сквозных расчетах сложных разветвленных трактов, условно называемым местными сопротивлениями (МС). Это органы газораспределения, колена и разветвления, решетки турбомашин и т.п. Здесь при "сшивке" участков маршевого счета помимо выполнения законов нестационарного течения, требуется учет особенностей отрывных явлений.

Весьма актуальным является также дальнейшее совершенствование экспериментальных методов газодинамики ДВС, где статические продувки элементов должны дополняться исследованиями нестационарных процессов с помощью генераторов газодинамических импульсов и одноцикловых установок.

Цель работы заключается в создании системы эффективных расчетных и экспериментальных методов газодинамики, позволяющих ставить и решать широкий круг важных практических проблем по улучшению газообмена и турбонаддува ДВС и, как следствие, повышению их основных технико-экономических показателей.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

1. Провести анализ и классификацию физических и математических моделей, применяемых в газовой динамике ДВС, уточнить основные фундаментальные закономерности и получить в результате систему функциональных зависимостей параметров от характерных скоростей а также дифференциальные соотношения нестационарного течения, необходимые при расчетно-теоретических исследованиях.

2. Провести теоретический анализ основных применяемых при моделировании течений в ГВТ ДВС пространственных и одномерных численных методов и разработать их более эффективные версии, обеспечивающие повышение быстродействия и точности расчетов. Выполнить проверку предлагаемых версий численных методов с помощью специальных расчетно-экспериментальных исследований.

3. Разработать для пространственных и одномерных численных методов единые принципы задания ГУ, использующих теорию распада произвольного разрыва (РПР), разработать схему их последовательной и всесторонней расчетно-экспериментальной проверки.

4. Для внутренних ГУ на МС, где практически всегда существует отрыв потока, разработать метод расчета параметров отрывного течения, соотношения которого могли бы быть использованы в составе соотношений РПР для обеспечения возможности сквозного численного моделирования проточных частей.

5. Рассмотреть применение этого метода и его экспериментальную проверку в стационарных и нестационарных условиях для различных МС: окон, клапанов, колен трубопроводов, решеток турбин и компрессоров. Создать для этих целей продувочные экспериментальные стенды а также одноцикловые установки, провести завершающую проверку расчетных методов на ГВТ в условиях работы двигателей.

6. По результатам исследования отрывных течений, в частности, через окна и клапаны, сформулировать практические рекомендации по рациональному проектированию этих органов газораспределения, соответствующих патрубков и других элементов ГВТ, передать полученные рекомендации на заводы для внедрения.

7. С помощью расчетно - экспериментальных исследований уточнить физическую природу динамического наддува, получить рекомендации по выбору геометрии впускных систем, обеспечивающих форсирование двигателей и повышение их экономичности за счет динамического наддува. Изготовить, испытать и передать для внедрения опытные образцы настроенных впускных систем.

8. С помощью численного моделирования выполнить по заказам промышленности ряд проектных и доводочных работ с ГВТ, направленных на существенное улучшение их характеристик и, как следствие, на повышение основных показателей ДВС. Изготовить и передать на заводы для внедрения соответствующую документацию и опытные образцы улучшенных элементов ГВТ.

Научная новизна. В итоге работы были получены следующие но-

вые научные результаты, выносимые на защиту диссертации.

- Неявная схема второго порядка точности по времени, ставшая основой для создания нескольких новых более эффективных модификаций известного метода крупных частиц (МКЧ), используемого для численных расчетов пространственных течений в сложных элементах ГВТ.

- Модификации применяемых при одномерном моделировании метода характеристик, где для учета диссипативных явлений достаточно двух основных характеристических направлений, и метода РПР, использующего простые аналитические соотношения.

- Системы приведенных скоростей и нестационарных газодинамических функций (НГДФ), в том числе дифференциальных, предназначенных для упрощения исследования волновых процессов.

- Метод расчета основных параметров отрывного течения, не содержащий эмпирических коэффициентов и пригодный к использованию во всех местных сопротивлениях ГВТ.

- Рекомендации по рациональному проектированию органов выпуска в диапазонах малых и средних ходов открытия окон и клапанов.

- Уточнение физических основ динамического наддува ДВС и полученные в результате простые формулы для определения размеров настроенных впускных трактов с учетом трения потока и влияния конструктивного исполнения элементов.

- Технические и методические решения по проведению экспериментов с визуализацией пространственных течений и использованию одноцикловых установок при исследовании взаимодействия волн с элементами ГВТ.

Достоверность полученных в работе результатов обусловлена использованием систем полных уравнений нестационарной гидрогазодинамики, обоснованностью допущений, принятых при введении упрощенных физических и математических моделей, специально разработанной системой многоступенчатой проверки расчетно - экспериментальных результатов с использованием методик визуализации течений, одноцикловых установок и реальных двигателей, хорошим согласованием полученных данных с известными.

Практическую ценность представляют следующие разработки.

- Авторские модификации численных методов крупных частиц, характеристик и распада разрыва обеспечивающие повышение точности и сокращение времени расчетов проточных частей ДВС на 1-2 порядка по сравнению с базовыми методами. Это позволяет в короткие сроки решать задачи проектирования и доводки ГВТ, что приводит к значи-

тельному улучшению характеристик двигателей. Важно отметить возможность моделирования реальных нестационарных течений в практически неограниченном числе вариантов исполнения проточных частей, что, очевидно, невозможно при использовании экспериментальных или недостаточно быстродействующих численных методов.

- Программный комплекс NSF, созданный на базе пространственных численных методов и снабженный развитым интерфейсом для наблюдения структуры потоков, вывода полей газодинамических параметров и протоколов сравнения характеристик исследуемых каналов. Это обеспечивает качественный и количественный анализ результатов.

- Нестационарные газодинамические функции и дифференциальные соотношения на фронтах волн, значительно упрощающие соотношения РПР на границах расчетных областей при анализе и численных расчетах.

- Простой метод расчета отрывного течения для моделей несжимаемого и сжимаемого рабочего тела. Соотношения метода вписываются в систему уравнений РПР на всех местных сопротивлениях (МС) и обеспечивают сквозной счет ГВТ. При расчетах отрыва на входе в решетки турбомашин метод позволяет учесть толщину передних кромок и определить зоны нечувствительности к углам атаки. Построение характеристик как стационарного, так и нестационарного обтекания решеток выполняется с высокой точностью в широком диапазоне углов атаки. Соотношения метода могут быть использованы для определения границ помпажного режима центробежных компрессоров.

- Полученные рекомендации по проектированию и доводке органов выпуска благодаря снижению газодинамических потерь на выпуске обеспечивают заметную экономию топлива.

- Простые формулы для определения размеров впускных трактов при динамическом наддуве четырехтактного ДВС позволяют обеспечить либо режим форсирования при максимально возможном коэффициенте наполнения, либо режим снижения расхода топлива.

- Технические и методические решения по проведению экспериментов с визуализацией пространственных течений и использованию одноцикловых установок повышают качество исследований взаимодействия волн с элементами ГВТ.

Реализация результатов работы. Конструкции выпускных патрубков со значительно уменьшенным сопротивлением выпуска внедрены в серийное производство дизелей Зил-645 и КаЗ-642. Соответствующее снижение расхода топлива обеспечивает экономический эффект внедрения 2,4 млн.руб. в год (в ценах 1981-83 гг.). К значительной

экономии топлива приводит использование разработанных винтовых впускных каналов двигателей ЗиЛ-130 и ЗиЛ-375. Для внедрения в производство переданы документация и опытные образцы улучшенных впускных и выпускных коллекторов безнаддувной и наддувной модификаций дизеля ЗиЛ-645, 4-клапанной крышки цилиндра дизеля 30 ДГМ (АОЗТ "Коломенский завод"), выпускных коллекторов ЯМЗ-236Н и ЯМЗ-752, выпускных систем двухтактных дизелей 61Б-31 ("Русский дизель") и 6ТД ("Завод им. Малышева"). Годовой экономический эффект от использования новой системы на одном дизеле 6ТД составляет 1,8 тыс. руб. (в ценах 1984 г.).

Предприятию НПП "Мотор" передана расчетно - конструкторская документация впускной и выпускной систем опытного двухтактного авиадизеля ТДА-450. ОАО "ВТЗ" передан макетный образец системы динамического наддува тракторного дизеля Д-120, обеспечивающей значительное улучшение его характеристик. На московском ПО компрессоростроения "Борец" внедрены математическая модель и программы расчета нестационарного течения. Экспериментальные установки, в том числе одноцикловые, программный комплекс NSF, основанный на авторских модификациях метода крупных частиц и предназначенный для решения широкого круга исследовательских и прикладных задач газодинамики двигателей, используются в учебном процессе на кафедре "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения диссертации в период с 1980 по 1999 гг. докладывались на регулярно проводимых в МГТУ им. Н. Э. Баумана, МАДИ(ТУ), ВПИ (г. Владимир) Всесоюзных и Международных научно-технических конференциях и семинарах по проблемам двигателестроения, на Всесоюзных конференциях в ХПИ (г. Харьков, 1980 г.) и ИММ АН ГССР (г. Тбилиси, 1984 г.), НАТИ (1985 г.), на семинарах ЛПИ (1981 г.) и С.-ПОГАУ (1992 г.), Всесоюзных конференциях ЦИАМ (1990 г.) и ЦАГИ (1999 г.), на II, III, IV, V и VI Всесоюзных школах - семинарах "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (1979-87 гг.), на III и IV Международных конференциях Motor Sympo (ЧССР, Высокие Татры, 1982, 1984 гг.). Представленные в диссертации авторские модификации численных методов газовой динамики докладывались на III, VI, V, VI, VII и VIII Международных конференциях "Метод крупных частиц: теория и приложения" (Москва, Национальная Академия прикладных наук, 1989-98 гг.), на I Всесоюзной конференции "Научно-техническое сотрудничество "Предприятие-ВУЗ"

(МГУ, 1980 г.), на Международной научной конференции "Тепломассообмен и гидродинамика в турбулентных течениях" (ИТТ АН Украины, Алушта, 1992 г.), на II Международном симпозиуме "Актуальные проблемы механики сплошных и сыпучих сред" (ИБВС РАН, 1999 г.).

Публикации. Результаты исследований, послужившие основой для диссертации, опубликованы в 115 работах, включающих 11 авторских свидетельств и патентов на изобретения, 3 учебных пособия и 1 монографию, ряд отчетов по госбюджетным и хоздоговорным НИР, выполненным в период с 1970 по 1998 гг.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи разделов, заключения, списка литературы и приложения. Общий объем из 435 страниц включает: 300 страниц текста, 120 рисунков, 12 таблиц, список литературы из 373 наименований. На 5 страницах приложения представлены документы о внедрении результатов работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечено, что благодаря самой высокой эффективности рабочего процесса ДВС занимают и будут занимать лидирующее положение среди всех других типов двигателей наземного и водного транспорта, авиации общего назначения, средств малой механизации, сельского хозяйства и т.д. Поскольку ДВС потребляют основную часть добываемых жидких энергоносителей, расширение НИР, направленных на улучшение их характеристик, и в первую очередь на повышение топливной экономичности, является важной частью мирового научного прогресса. В этой связи можно подчеркнуть, например, что в США, которые и так являются лидером в двигателестроении, разработки в области перспективных ДВС с применением суперЭВМ относятся к наиболее приоритетным направлениям наряду с национальной обороной и моделированием климата.

Газодинамическое совершенствование проточных частей всех элементов ГВТ двигателей, включая агрегаты турбонаддува, является значительной составной частью общего фронта работ по созданию перспективных экономичных ДВС. И здесь важно отметить резкое возрастание роли и возможностей сравнительно нового научного направления – численного моделирования (экспериментирования), которое должно сочетаться как с традиционными экспериментальными методами, так и с применением новых приемов и методик, отражающих именно нестационарный характер течений в ГВТ.

На основании этих положений, подчеркивающих актуальность и важность выбранного научного направления, во введении сформулирована цель работы, перечислены новые научные результаты, полученные при реализации указанной цели и выносимые на защиту диссертации.

В первом разделе проанализированы основные направления проводимых с элементами ГВТ работ, которые оказывают существенное влияние на улучшение характеристик ДВС, в частности: увеличение пропускной способности коллекторов, органов впуска и выпуска, уменьшение неравномерности наполнения и очистки цилиндров, оптимизация фаз газообмена и углов наклона окон двухтактных двигателей, разработка винтовых впускных патрубков в головках цилиндров, что обеспечивает значительное улучшение смесеобразования и сгорания в двигателях как с искровым зажиганием, так и воспламенением от сжатия.

Наибольший прогресс на пути повышения мощности и экономичности двигателей достигнут благодаря внедрению газотурбинного наддува. Следует отметить, что использование агрегатов наддува в составе ДВС потребовало решения некоторых специфических задач. В первую очередь это совершенствование решеток турбин и компрессоров с целью повышения их атакоустойчивости и КПД, поскольку нестационарный характер течения обуславливает непрерывное изменение направлений векторов скоростей на входе в рабочие решетки турбомашин и, как следствие, возникновение значительных углов атаки, отрывных зон и связанных с этим больших газодинамических потерь. Необходимо обеспечить правильную оценку этих потерь, а также учет целого ряда других особенностей взаимодействия газодинамических импульсов с решетками турбомашин.

Заметный эффект дало внедрение преобразователей импульсов. Имеется положительный опыт применения волновых явлений для динамического и очистки цилиндров, а также комбинированных систем наддува, использующих преобладание эффекта динамически настроенных трактов на одном режиме работы ДВС и турбонаддува — на другом.

Важнейшей вехой на пути дальнейшего развития двигателестроения является начало практического использования силовых турбин. Причем наибольший эффект имеет место в сочетании с теплоизоляцией (адиабатизацией) камер сгорания и выпускных систем, при которой значительно повышается располагаемая энергия выпускных газов, срабатываемая на ступенях основной и силовой турбин.

Отмеченный прогресс в улучшении характеристик ДВС, очевидно, связан со значительным усложнением конструкций и схемных решений ГВТ, вследствие чего резко усложняются и удорожаются работы по созданию и доводке двигателей. Поэтому в настоящее время осуществляется переход на новые концепции разработок, основанные на использовании математического моделирования. Широкие возможности такого подхода показаны в работах Киселева Б.А., Красовского О. Г., Петриченко Р.М., Рудого Б.П., Камкина С.В., Березина С.Р., Кошкина К.В., Исакова Ю.Н., Бенсона Р., Зейферта Г., Пишингера А. и др. В этой связи полезно отметить, например, сообщение фирмы Рикардо о том, что применение пакета программ газодинамического моделирования CFD (Computation Fluid Dynamics) для оптимизации геометрии ГВТ сокращает затраты на проектирование и доводку двигателей в 2 раза.

В результате анализа численных методов газодинамики в данном разделе показано, что наиболее удобным и универсальным для пространственного моделирования в ГВТ является метод крупных частиц, для одномерного моделирования – методы характеристик и распада произвольного разрыва. Вместе с тем отмечается, что эти методы имеют резервы дальнейшего совершенствования, главным из которых должно быть ускорение расчетной процедуры, которое позволит получать эффективные конструкторские решения в более короткие сроки. Отмечается также необходимость уточнения и универсализации граничных условий для всех численных методов, т.к. именно ГУ в значительной мере определяют точность получаемых результатов.

При оценке экспериментальных методов газодинамики ДВС подчеркивается роль нестационарных исследований на одноцикловых установках, поскольку только таким способом можно изучить взаимодействие импульсов с элементами ГВТ в наиболее чистом виде.

Во втором разделе представлены физические и математические модели рабочего тела в ГВТ ДВС, от рационального выбора которых зависят скорость и результаты расчетов. Физические модели, отражающие термодинамические свойства газа и схему рассмотрения расчетной задачи, даются в виде последовательного упрощения с соответствующим анализом применения. Наиболее общей принимается известная модель произвольного газа, затем следуют идеальный и политропный (совершенный) газы. Для учета роста энтропии в пространственных потоках, обусловленного трением и рассеиванием тепла, используются известные представления Ньютона о связи напряжений

и скоростей деформации среды и Фурье о связи плотности теплового потока с градиентом температуры. При решении одномерных задач в протяженных участках ГВТ для учета сопротивления и теплоотдачи в стенке каналов используется "гидравлическое" приближение. В этом случае сопротивление сопротивлению потоку, согласно Дарси-Вейсбаха, считается пропорциональным скоростному напору и обратно пропорциональным внутреннему диаметру канала, а потери тепла через стенку канала, согласно Ньютону, пропорциональны разности температур движущегося газа и стенки. Потери тепла можно выразить в упрощенном виде, используя представление Рейнольдса о подобии в пограничном слое полей скоростей и температур.

Показано, что для решения ряда пространственных задач целесообразны не трехмерные, а квазитрехмерные постановки, когда при общем двухмерном подходе в упрощенном виде учитывается изменение размера расчетной области в поперечном направлении. Для большинства задач со сложными развернутыми ГВТ целесообразны одномерные постановки с представлением сосредоточенных элементов типа колен, разветвлений, клапанов, окон, компрессоров, турбин и т. д. в виде МС с использованием на них теории РПР и расчетных соотношений отрыва потока. В некоторых случаях при решении особенно сложных задач необходимо применять комбинированные модели, когда в отдельных частях расчетных областей применяются подходы различной мерности, а на их границах производится "сшивка" моделей.

Рассматривая иерархию физических моделей газа, отметим, что в определенных случаях с целью существенного упрощения решений целесообразно переходить к категории термодинамических субмоделей: изэнтропной, изотермической и изохорической (несжимаемая жидкость).

Математические модели представлены полными системами уравнений газовой динамики в интегральных и дифференциальных формах, дополненными уравнениями, выражающими свойства выбранного газа. Даются также преобразования полной системы дифференциальных уравнений к характеристическому виду с использованием инвариантов Римана, в том числе и для изэнтропной субмодели. При этом показано, что инварианты представляют собой предельные скорости нестационарного истечения в вакуум при разгоне потока в простых волнах.

С использованием представления о простых волнах (когда один из инвариантов остается постоянным) получены выражения для характерных скоростей нестационарного течения и системы НГДФ от этих

скоростей. Функции позволяют выразить соотношения между газодинамическими параметрами до и после прохода произвольных фронтов волн. Получены также дифференциальные функции (ДНГДФ), выражающие соотношения между параметрами до и после прохода элементарных волн. Приведены примеры использования функций для анализа волновых явлений, с помощью ДНГДФ показан простой расчет преломления и отражения простой волны на участке канала с изменяющимся проходным сечением. Расчет является аналогией известной методики Р.Чиснелла, применяющейся для расчета преломления и отражения ударной волны на участке с $F=var$.

Показано, что выражения законов сохранения энергии, количества движения и расхода отличаются от соответствующих выражений для стационарных течений наличием членов, учитывающих действие фронтов волн.

В третьем разделе рассмотрены авторские модификации численных методов решения систем уравнений, приведенных в предыдущем разделе. Одним из наиболее удобных и универсальных методов для пространственного моделирования является метод частиц в ячейках Ф.Харлоу и его дальнейшее развитие-метод крупных частиц О.М.Белоцерковского-Ю.М.Давыдова (МКЧ), который достаточно широко применяется в газодинамических исследованиях ДВС. Наличие диссипативных членов в правой части базовой системы интегральных уравнений и эффект схемной вязкости позволяют не только моделировать с помощью МКЧ стационарные и нестационарные течения сложной структуры, с затопленными струями, отрывами, крупномасштабными турбулентными пульсациями, но и сравнивать по расходным характеристикам, потерям полного давления каналы различного конструкционного исполнения. В соответствии с гипотезой М.Д.Миллионщикова эффект турбулентности в МКЧ моделируется заменой молекулярной вязкости "эффективной турбулентной вязкостью", превышающей молекулярную на 5-6 порядков. К сожалению, базовая модификация МКЧ относится к группе явных схем первого порядка точности. Существуют и неявные модификации МКЧ, обеспечивающие более высокую точность расчетов, но при этом требуется выполнение продолжительных итерационных пересчетов, резко увеличивающих время вычислений.

В данной работе с помощью представления о наклонных секущих для трех смежных ячеек численного расчета и с использованием параметров не только n , но и $n+1$ временного слоя удалось аналитически выразить значение промежуточного давления, а затем и всех

других газодинамических параметров в средней ячейке на эйлеровом этапе. Тем самым для политропного газа была получена новая неявная модификация МКЧ с переходом на второй порядок точности по времени, не требующая дополнительных итераций. Помимо повышения точности расчетов, значительного их ускорения, это позволило повысить устойчивость расчетов. Кроме того, для открытых границ расчетных областей были разработаны ГУ с использованием теории РПР и дифференциальных соотношений на фронтах элементарных волн, что позволяет уменьшать объем расчетных областей и, как следствие, время вычислений. Были разработаны также модификации МКЧ с упрощенными представлениями вязкости и теплопроводности. Наиболее экономичный расчетный алгоритм был получен для физической модели изотермического газа, т.к. его математическая модель не содержит самого громоздкого уравнения-уравнения энергии, которое к тому же является основной причиной неустойчивости численных расчетов и требует значительного снижения расчетного числа Куранта. Алгоритм вполне удовлетворительно описывает продувки холодным воздухом.

С использованием новых модификаций МКЧ был создан комплекс программ NSF (Non - steady flow), в котором помимо эффективных и быстродействующих расчетных алгоритмов (моделей) имеется развитый пользовательский интерфейс. Он позволяет выдавать результаты расчетов в удобной и наглядной форме в виде полей параметров и протоколов сравнения характеристик рассматриваемых каналов. Это дает возможность перехода к массовому применению численных исследований, когда математическое моделирование становится рабочим инструментом пользователей в прикладных НИИ и КБ. При этом достаточно сложные задачи становятся возможным решать на вычислительных машинах средней производительности, в том числе и на персональных ЭВМ.

С целью проверки данных разработок были использованы результаты продувок на специально изготовленных прозрачных моделях выпускных каналов с клапаном и окном при различных ходах открытия с замерами расхода воздуха и распределения давления в потоке и отрывных зонах. Одновременно производились наблюдения и фотографирование потока. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными как по картинам течения, так и по значениям расхода, наибольшее рассогласование по расходу составляет 4 %. Сокращение времени расчетов новыми модификациями МКЧ по сравнению с базовой составило 10-15 раз. Были выполнены также расчеты более

сложных по структуре течений: обтекание автомобиля с образованием вихревой дорожки Кармана и истечение из окна при сверхкритическом перепаде давлений с образованием косых волн сжатия и разрежения. Вследствие недостаточной точности расчетов, обусловленной низкими значениями числа Куранта ($\sim 0,1$), при использовании базового МКЧ вихревую дорожку и волновой спектр при сверхкритическом истечении получить не удалось.

Для наиболее точных одномерных расчетов в протяженных участках настроенных трубопроводов ДВС и расчетных исследований в трубопроводах одноцикловых установок была разработана модификация численного метода характеристик с плавающей сеткой, который, как известно, наилучшим образом отражает реальную картину движения волн. С помощью преобразований дифференциальных зависимостей на характеристиках удалось избавиться от сложного итерационного процесса согласования прихода всех трех характеристик, α , β и λ (линия изменения энтропии) в единый расчетный узел. В новой модификации метода можно вести построение сетки характеристик только α и β - семейств. Соответствующие изменения параметров, связанные с существованием третьего характеристического направления, учитываются в соотношениях на α и β - характеристиках.

В меньшей степени метод характеристик с плавающей сеткой подходит для расчета течений в разветвляющихся коллекторах многоцилиндровых двигателей, поскольку нефиксированность узлов сетки затрудняет "сшивку" на внутренних границах ГВТ, логическая схема его алгоритма резко усложняется. Более универсальными с точки зрения организации расчета в реальных ДВС являются конечно-разностные методы с фиксированной сеткой в системе координат $x - t$, согласованной с топологией конкретного разветвленного ГВТ. Для обеспечения сквозного счета по единой схеме с использованием интегральной формы законов сохранения и соотношений распада разрыва как на стыках ячеек, так и границах с МС наиболее удачным является метод РПР (С.К. Годунова). Базовая модификация метода предусматривает возможность расчета течений с весьма сильными градиентами параметров. Поэтому определение потоковых членов на границах вызывает значительные вычислительные трудности, т.к. необходим перебор возможных волновых конфигураций при РПР, использование т. н. $p-v$ диаграмм, учет особенностей ударных волн с записью соотношений Гюгонио на фронтах. Требуется проведение итераций.

Опыт показывает, что ГВТ нет условий для образования ударных

волн с заметным ростом энтропии на фронтах, волны имеют гладкий характер, и соответствующие разрывы при расчетах РПР относятся к категории слабых. С использованием данного положения была разработана модификация РПР, где для расчета на всех границах применяются НГДФ и ДНГДФ. Это позволило значительно упростить вычисления, для внутренних границ перетоки между ячейками удалось выразить аналитически, т.е. без использования итераций. Были получены также формулы для непосредственного перехода от одного временного слоя к последующему без специального выделения заключительного этапа с балансовыми уравнениями. В конечном итоге это позволило сократить время счета в 3-4 раза.

Для проверки предложенных модификаций одномерных методов были использованы результаты экспериментов на специальных одноцикловых установках. Практически полное согласование с формой волн показал расчет методом характеристик. При расчете методом РПР было отмечено незначительное сглаживание расчетных волн по сравнению с экспериментальными (уменьшение амплитуд в пределах 4 %). По времени счета метод РПР оказался быстрее в среднем в 3 раза.

Кроме создания новых более быстрых и точных версий численных методов не менее важное значение для повышения эффективности численного моделирования имеет разработка и уточнение ГУ на внешних и внутренних границах, в особенности на МС, поскольку именно МС лимитируют расход газа в ГВТ, вызывают наиболее значительные потери энергии (в основном обусловленные отрывными явлениями), оказывают весьма существенное влияние на газообмен. ГУ можно задавать с использованием результатов продувок. Однако такой принцип снижает универсальность моделирования, не всегда будет обеспечена необходимая точность, поскольку эксперименты обычно ограничиваются продувками на одном режиме. Для расчета течений во вновь создаваемых конструкциях и использования в качестве блоков автоматизированного проектирования ДВС продувочные характеристики могут оказаться вообще непригодными.

В четвертом разделе рассмотрены принципы аналитического задания ГУ, которое приобретает все большее значение. В основу положено подтвержденное экспериментами большого числа авторов "асимптотическое" представление о взаимодействии волн с МС, когда в результате РПР практически мгновенно наступает режим стационарного течения через МС между фронтами волн, идущими по потоку и против потока. При выполнении численных расчетов гладкие волновые

процессы представляются в виде совокупности ступенчатых конечно-разностных фронтов, взаимодействующих с МС по описанному принципу РПР. Важной проблемой задания ГУ являются отрывы потока, которые имеют место практически на всех МС: клапанах, окнах, решетках турбомашин и т.д., поэтому в состав уравнений РПР на МС должны быть включены соотношения того или иного метода расчета отрыва.

С учетом особого значения ГУ при математическом моделировании предложена специальная схема их разработки и проверки. Так как при каждом взаимодействии элементарных волн с МС предполагается мгновенное установление режима стационарного течения с отрывом потока, разработка и исследования ГУ должны включать стационарную и нестационарную части. Поскольку очевидно, что создаваемый метод расчета отрывного течения через МС должен быть максимально простым, по возможности опирающимся на одномерные представления, в нем должны использоваться некоторые дополнительные сведения. Важнейшим здесь является направление вектора осредненной скорости через проходное сечение МС. Именно оно будет определять степень сужения оторвавшихся струй в МС, а значит действительный расход и потери энергии. Из гидравлики известно, что на участке сужения при входе в МС потери пренебрежимо малы, поэтому для определения направления этого вектора можно использовать теорию струй идеальной жидкости или пространственные численные методы, в том числе их упрощенные модификации. Затем должен следовать этап расчетно-экспериментальных исследований с использованием предлагаемого метода расчета отрыва. Вначале для опытов целесообразно изготовить простейшую модель рассматриваемого МС, плоскую или осесимметричную, лучше с прозрачными стенками, на которой можно было бы производить замеры расхода и отрывных потерь, а также визуальные исследования. Визуализация позволяет анализировать общую геометрию отрывного течения, устанавливать степень сужения струи со свободными границами-важнейший параметр, определяющий режим течения, действительный расход газа и потери. Можно наметить мероприятия по уменьшению отрывных зон, совершенствованию аэродинамики канала с МС. Наблюдая и фотографируя поток, можно проверить правильность задания направлений векторов осредненных скоростей в основных расчетных сечениях МС. Геометрия отрывного течения в простейших моделях должна полностью соответствовать заложенной в расчетный метод, замеренные значения расхода и потерь должны наиболее точно соответствовать расчетным.

Затем следует перейти к продувкам и расчетам реальных МС. В данном случае будут иметь место элементы трехмерного течения. Однако, если основные положения расчетного метода заданы рационально, ошибки вычислений расхода и потерь и в этом случае не превысят допустимых величин. Если это так, то можно утверждать, что созданный метод позволяет проводить расчетные исследования отрыва в элементах ГВТ при стационарных перепадах давления. Здесь необходимо отметить следующее. Визуальные исследования отрывных течений при стационарных перепадах показали, что струи ниже сечения наибольшего сужения начинают весьма заметно пульсировать и, строго говоря, стационарного отрыва как такового вообще нет. Поэтому можно предполагать, что метод расчета отрывного течения, созданный и проверенный для стационарных условий, будет "работать" и при описании гладких волновых процессов.

Далее необходимы нестационарные исследования. ГУ, как отмечалось выше, целесообразно задавать с использованием соотношений РПР, в состав которых включены зависимости "стационарного" метода расчета отрывного течения. Наиболее точную проверку можно провести на одноцикловых установках, что позволяет в самом общем виде исследовать взаимодействие уединенных газодинамических импульсов с МС без каких бы то ни было посторонних и вторичных возмущений. Соответствующие расчеты желательно проводить методом характеристик с плавающей сеткой. Завершающие стадии нестационарных исследований следует выполнять, сравнивая результаты экспериментов на отсеках или реальных двигателях с соответствующими расчетами.

Для расчета отрыва в данной работе был создан метод РЛТ (разделяющей линии тока). При этом использовалось допущение об одномерности течения в основных проходных сечениях МС: на входе, в сечении наибольшего сужения струи, отделенной РЛТ от зон отрыва, и в сечении присоединения к стенкам последующего канала. Важнейшим положением метода является положение о равенстве давления в отрывных зонах p_0 среднему статическому давлению в сечении наибольшего сужения струи p_m . Только при таком равенстве обеспечивается силовое равновесие между струей в сечении наибольшего сужения и зонами отрыва, поскольку, например, при $p_m > p_0$ возникла бы сила, стремящаяся расширить основной поток. При рассматриваемом дозвуковом течении это, очевидно, приводило бы к дальнейшему возрастанию p_m , и система выходила бы из равновесия. Понятно, что при $p_m < p_0$ равновесное состояние такой системы тоже невозможно.

Поскольку на участке сужения струи около зон отрыва гидравлические потери пренебрежимо малы по сравнению с потерями на участке расширения, положение $p_m = p_0$ позволяет с помощью записи уравнений сохранения расхода, энергии и импульса для участка сужения определить площадь проходного сечения наибольшего сужения. Далее можно воспользоваться представлением о внезапном расширении от этого сечения до сечения присоединения и определить потери, расход и все другие параметры отрывного течения.

Пользуясь методом РЛТ можно показать, что при истечении несжимаемой жидкости из окна упрощенной плоской модели системы "цилиндр-окно-прямой патрубок" при нижнем положении поршня степень сужения потока за окном составит $\xi = 1/(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_1)$, где β_1 - угол между сечением окна и направлением среднерасходной скорости в этом сечении. Тогда коэффициент потерь энергии определится формулой:

$$\zeta = \operatorname{ctg}^2 \beta_1. \quad (1)$$

Значение β_1 для этого и других положений поршня, открывающего окно, в данной работе определялось с помощью теории струй идеальной жидкости. При использовании метода РЛТ для сжимаемого газа расчетные выражения записываются с помощью ГДФ.

Для проверки метода РЛТ при истечении из окон в соответствии с описанной выше схемой вначале были проведены продувки упрощенной плоской модели с фотографированием, где был использован теневой прибор ИАБ-451. При сверхкритическом перепаде давлений применялся шпирен-метод, при докритическом - более чувствительный метод цветного раstra. Полученные картины течения соответствуют заданным в расчетный метод представлениям, замеры расхода и потерь с высокой точностью соответствуют расчетным.

Исследования на модели позволили сформулировать основные рекомендации по рациональному конструированию органов выпуска двухтактных двигателей, обеспечивающему повышение расхода газа и снижение потерь. Верхняя граница окна должна иметь наклон $14 - 18^\circ$, далее, при переходе в патрубок сверху должен следовать скругленный прилив, обеспечивающий сужение до величины $0,75 - 0,80$ от высоты окна H на расстоянии $(1,0 - 1,8)H$ от входа в окно. Затем - плавный переход к необходимому сечению выпуска.

На следующих стадиях проводились продувки и расчеты реальной выпускной системы, нестационарные исследования на специальной од-

877 9951

ноцикловой установке и реальном дизеле ЯМЗ-224Б. Здесь также получено хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. В результате можно утверждать, что не только метод расчета отрыва РЛТ обладает необходимыми качествами, но и в целом ГУ, включающие РЛТ в состав соотношений РПР, позволяют выполнять моделирование нестационарного выпуска. Кроме того, использование приведенных выше конструкторских рекомендаций позволило улучшить экономичность двухтактных дизелей ЯМЗ-224Б, 61Б-31 и 6ТД соответственно на 4-5, 8-10 и 4-8 г/кВт·ч, документация передана на заводы.

В пятом разделе рассмотрены расчетно-экспериментальные исследования других элементов ГВТ.

В большинстве работ минимальным проходным сечением, определяющим расход через выпускной клапан, считается сечение клапанной щели. В данной работе показано, что, подобно истечению через окна двухтактных ДВС, поток за сечением щели под действием сил инерции сначала сужается, образуя окруженное отрывными зонами некоторое минимальное живое сечение, и затем расширяется, присоединяясь к стенкам выпускного патрубка. Показано также, что с целью упрощения расчетов можно, как это было предложено Н.М.Глаголевым и Г.Ю.Степановым, сначала в осесимметричном подходе рассмотреть основное явление - отрыв непосредственно за клапанной щелью, затем - поворот потока в колене патрубка. Для отрыва за клапанной щелью с помощью метода РЛТ была получена формула, определяющая потери:

$$\zeta_k = \left\{ \frac{R_p^2}{R_1^2 - r^2} \left[1 + \sqrt{1 + (\Phi/h)^2 - 2\Phi \sin\beta_1/h} \right] - 1 \right\}^2,$$

где: $\Phi = (R_1^2 - r^2)/2R_1 \cos\beta_1$, R_1 , R_p , r - соответственно радиусы выхода из клапанной щели, сечения присоединения на выходе из патрубка и штока клапана, β_1 - угол фаски клапана, h - ход открытия. К этим потерям суммируются потери на поворот в колене патрубка, которые можно определить по известным из гидравлики формулам. Для учета сжимаемости все расчетные соотношения, очевидно, записываются с помощью ГДФ.

С целью проверки такого подхода с условным разделением физических процессов сначала были проведены продувки упрощенной полупрозрачной модели "цилиндр-клапан-прямой патрубок" с прозрачной стенкой, затем - реальной головки дизеля ЗиЛ-645 с клапаном, где поворот патрубка составляет 70°. Нанесение масляного состава

с алюминиевой пудрой на прозрачную стенку и его снос истекающими струями позволил сфотографировать структуру отрывного течения и подтвердить исходное представление о значительном сужении потока вокруг штока клапана, окруженном кольцевой отрывной зоной. Результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными, рассогласование по расходу воздуха не превышает 7 %. Снижение расхода в патрубке с поворотом по сравнению с прямым при малых h незначительно, с ростом h до $h_{\max} = 12$ мм достигает только 4 %.

Сравнение клапанов с фасками 30° и 45° показало, что в области наиболее важных h (до 9 мм), т. е. на малых и средних открытиях клапана, где из цилиндра вытекает основная часть выпускных газов, клапан с $\beta_1 = 30^\circ$ имеет заметное преимущество (до 20 %) по расходу. После $h = 9$ мм - наоборот, преимущество за клапаном с $\beta_1 = 45^\circ$, и оно доходит до 5 % при $h = 12$ мм. Это явление показывается и аналитически с помощью соотношений метода РЛТ.

Продувки с изменением профиля патрубка позволили сформулировать рекомендации по его рациональному конструированию, дающему наилучшие расходные характеристики. Вслед за сечением с R_1 , т. е. за сечением входной горловины канала, в детали клапанного седла должна быть выполнена коническая проточка с углом образующей на $14-20^\circ$ больше, чем наклон фаски. Далее желателен бесступенчатый переход к профилю канала в отливке головки цилиндра и плавное сужение до 70-75 % от площади горловины на расстоянии $(0,60-0,65)R_1$ от сечения горловины. Затем до расстояния $(3,5-4,0)R_1$ площадь проходного сечения должна сохраняться, однако его форму лучше перевести от круглой к эллиптической с соотношением осей в пределах 1,5-1,7. При этом малая ось эллипса должна лежать в плоскости изгиба патрубка. Эллиптичность способствует известному из гидравлики факту о том, что в колене при повороте поток разделяется на две идущие рядом вихревые трубки противоположного вращения.

На указанной протяженности $(3,5-4,0)R_1$ должно быть сосредоточено 70-80 % всего изгиба канала. Т. к. в этом районе в верхней части канала находится прилив-бобышка с проточкой под втулку штока клапана, этот прилив следует выполнить наименее выступающим в поток и организовать его плавный обход с двух сторон. При этом получается хорошее согласование с последующей эллиптичностью сечения. Затем может следовать участок плавного расширения канала с переходом к выходному сечению патрубка, стыкующемуся с фланцем выпускного коллектора.

В соответствии с данными рекомендациями был разработан и внедрен в производство профиль патрубков дизеля Зил-645, что обеспечивает экономию топлива в 7 г/кВт·ч. Применение рекомендаций для дизелей КАЗ и КамаЗ также привело к заметному улучшению их экономичности.

В нестационарных условиях ГУ, включающие расчетные соотношения отрыва за клапаном, были проверены с помощью расчетно-экспериментальных исследований на одноцикловой установке и отсеке дизеля Зил-645. Сравнение результатов, полученных с использованием базового патрубка и нового с улучшенным профилем, показало, что, кроме снижения работы насосных ходов, на 10 % увеличивается располагаемая энергия выпускного импульса. Это дало бы заметный эффект при газотурбинном наддуве данного дизеля.

В турбинах и компрессорах КДВС вследствие пульсаций потока имеют место значительные профильные потери, обусловленные отрывами на входе в межлопаточные каналы. Использование метода РЛТ позволило получить зависимости для расчета этих потерь, не содержащие эмпирических коэффициентов и учитывающие реальную толщину передних кромок $2r$, которая определяет нечувствительность профилей к углам атаки $\delta = \beta_{1p} - \beta_1$. Для осевых турбин

$$\zeta = 1 - \frac{1 - \zeta_p}{1 + \{t \sin \beta_2 [1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r)]\}^2},$$

где: ζ_p - потери безотрывного обтекания, $d_m = t \sin \beta_1 / \{c + [c(c - 2 \cos \delta) + 1]^{1/2}\}$ - высота сечения наибольшего сужения потока около зоны отрыва, $c = \sin \beta_1 / \sin \beta_{1p}$, t - шаг решетки. Значения предельных углов входа, ограничивающих зону нечувствительности к углу атаки получаются, очевидно, при $d_m = t \sin \beta_{1p} - 2r$. Запись соотношений метода РЛТ через ГДФ позволяет учесть сжимаемость газа.

Методика расчета отрывных потерь в турбинах была проверена сначала на результатах стационарных продувок большого числа активных и реактивных решеток с различными $2r/t$ в широком диапазоне углов атаки и чисел М. При этом были использованы результаты, полученные А.И. Кирилловым с решетками конструкции ЛПИ, завода "Экономайзер", Брянского машиностроительного завода, а также результаты из Атласа решеток МЭИ.

Модификация методики для радиальных турбин, в отличие от известных расчетных соотношений, учитывает поправку Стодолы на цир-

куляционное течение в межлопаточных каналах. Это обеспечивает реально существующее смещение минимума отрывных потерь в область углов β_1 , больших 90° . Методика была проверена на опытных данных, приведенных в работах В. Т. Митрохина и Г. Ш. Розенберга.

Затем были проведены нестационарные исследования на специальных одноцикловых установках. При взаимодействии газодинамических импульсов с вращающимися рабочими решетками углы атаки изменялись в широких пределах ($-123^\circ < \delta < 25^\circ$), рассогласование амплитуд расчетных и экспериментальных отраженных импульсов не превышало 6 %. Была показана неправомерность замены турбины соплом, часто применяемая при нестационарных исследованиях. Это обусловлено тем, что сопло оказывает только геометрическое воздействие, в турбине же кроме геометрического имеет место переменное энергетическое воздействие (энтальпия нестационарного потока изменяется в широких пределах при его взаимодействии с рабочим колесом) и сложное расходное воздействие, обусловленное распределением взаимодействия по длине развертки улитки и соплового аппарата.

Исследования центробежного компрессора проводились на специальном стенде, который позволял снимать характеристики с последовательным наращиванием элементов: колеса, колеса с диффузором и, наконец, всего компрессора. Полученные таким образом результаты дали возможность наиболее точно проверить методики расчета отдельных элементов. Построение характеристик колеса выполнялось с использованием метода РЛТ, что позволило учесть отрывные потери на входе в лопатки при наличии углов атаки. Результаты расчетов хорошо согласуются с соответствующими экспериментальными характеристиками. Показано, что моментам начала отрыва потока, поворачивающегося в меридиональном сечении рабочего колеса, от обращенной к колесу внутренней поверхности корпуса на ветках характеристик соответствуют границы перехода на помпажный режим. Эти границы получаются аналитически с помощью соотношений метода РЛТ.

С помощью выражения (1) определяются отрывные потери в коленах трубопроводов. Эксперименты на одноцикловой установке подтвердили возможность применения соотношений РПР для расчета взаимодействия волн с коленами и разветвлениями, открытыми и закрытыми концами трубопроводов.

Приведена также методика использования соотношений РПР на органах газообмена при наличии их продувочных характеристик.

Шестой раздел посвящен исследованиям динамического наддува,

которые проводились по заданию ОАО "ВТЗ" с двигателями 10,5/12 Д-144 и Д-120). Анализ осциллограмм изменения давления в индивидуальных впускных трубопроводах вблизи входа в головки цилиндров, полученных в данной работе и в работах других авторов, показал следующее. При любых длинах L труб самый сильный всплеск давления имеет место перед закрытием клапана в момент, приходящийся приблизительно на половину фазы запаздывания закрытия клапана, т.е. $180^\circ + \Delta\varphi_3/2$ угла ПКВ. Это обусловлено влиянием двух факторов. Во-первых, поток, разогнавшийся в результате всасывающего действия поршня, тормозится закрывающимся клапаном. Во-вторых, образовавшаяся при открытии клапана волна разрежения отражается от открытого входного конца трубы волной сжатия, которая подходит к клапану на ходе его закрытия. Весь цикл (720° ПКВ) можно представить состоящим из 2-х частей. Это область свободных затухающих колебаний ($540^\circ - \Delta\varphi_3/2$) и область вынуждающего воздействия ($180^\circ + \Delta\varphi_3/2$), где накладываются 3 процесса: всасывающее действие поршня, приход отраженной волны сжатия и свободные затухающие колебания, которые были бы записаны, если бы клапан не открылся. На каждом новом цикле область вынуждающего воздействия полностью "сбивает" старый колебательный процесс и организует новый, практически полностью повторяющийся от цикла к циклу. Поэтому анализ можно проводить на примере любого отдельного цикла.

Зависимость коэффициента наполнения от длины труб $\eta_v = f(L)$ представляет собой как бы наложение колебаний (модуляцию) на постепенное нарастание, а затем снижение η_v . В экспериментах с двигателями 10,5/12 прирост η_v достигал 18 % по сравнению с вариантом $L = 0$ (впуск непосредственно в головки). Всплески η_v точно соответствуют длинам, на которых укладываются 2 полных периода T свободных колебаний плюс $1/4$. Это условие по числу периодов $z + 0,25$ обеспечивает фазовое соответствие заднего фронта последней остаточной волны и начала всасывающего действия поршня. Согласованное сложение этих двух факторов образует наиболее мощную волну разрежения, которая, как отмечалось выше, подходит к открытому концу трубопровода и отражается назад волной сжатия. В результате, захватывая область наибольшего проходного сечения, практически до самого закрытия клапана на нем имеет место значительный положительный перепад давлений, существенно улучшающий наполнение.

Среди всплесков η_v на кривой $\eta_v = f(L)$ имеются два наиболее значительных и рядом расположенных. Трубопроводы соответствующих

22

L обеспечивают режим наибольшей форсировки двигателя динамическим наддувом. При этом на осциллограммах для первой настроенной длины на область $540^\circ - \Delta\varphi_3/2$ приходится 3,25 периода свободных колебаний, для второй, большей длины - 2,25. С увеличением L наступает момент, когда рассматриваемому интервалу будут соответствовать 1,25 периода колебаний, однако в этом случае η_v хотя и снова вырастет, но не достигнет значений двух указанных выше максимумов. Это объясняется тем, что волна сжатия от открытого конца трубы вследствие увеличения пройденного пути подходит к закрывающемуся клапану слишком поздно. При уменьшении L будут моменты, соответствующие количеству периодов остаточных колебаний 4,25; 5,25; ... и т.д. Однако вследствие уменьшения интенсивности отраженных волн сжатия, всплески коэффициента наполнения η_v на фоне постепенного общего снижения η_v практически малозаметны.

Закономерности, связанные с рядом чисел для периода свободных колебаний $z + 0,25$, где $z = 1, 2, 3, \dots$, сохраняются для различных диаметров d настроенных трубопроводов, но с уменьшением d длина, соответствующая определенному режиму настройки, должна уменьшаться. Это обусловлено, в основном, действием сил вязкого трения. Из теории колебаний известно, что при неизменном L воздействие этого фактора, возрастающее при уменьшении d, привело бы к уменьшению частоты колебаний, и на интервале $540^\circ - 0,5\Delta\varphi_3$ уже не уложилось бы определенное число $z + 0,25$ периодов. Поэтому, чтобы сохранить требуемый режим настройки, необходимо при уменьшении d компенсировать уменьшение частоты сокращением L.

На основе проведенного анализа для области $540^\circ - 0,5\Delta\varphi_3$ были использованы зависимости теории колебаний. В результате получена формула для определения длины трубопроводов, обеспечивающих режим максимальной форсировки динамическим наддувом:

$$L = a / \left(2n \sqrt{\left[\frac{720(z + 0,25)}{540 - 0,5\Delta\varphi_3} \right]^2 + \left(0,22 \frac{D^2}{d^2} \right)^2} \right), \quad (2)$$

где: a - скорость звука, n - частота вращения коленвала, D - диаметр цилиндра. Второе слагаемое под корнем соответствует приведенной силе трения, возрастающей с увеличением частоты вращения и амплитуды колебаний. Последняя зависит от отношения диаметров цилиндра и трубопровода. Результаты расчетов по этой формуле хорошо согласуются с экспериментальными для рассматриваемых в данном

исследовании двигателей и с экспериментальными данными, опубликованными в работах многих авторов.

Для определения диаметра настроенного трубопровода предложена эмпирическая формула $d = 1,8 (\mu F_{кл})_m^{1/2}$, где $(\mu F_{кл})_m$ — наибольшая эффективная площадь проходного сечения клапанной щели.

Использование индивидуальных впускных труб позволяет решить еще одну важную практическую задачу — повышение топливной экономичности двигателя. В экспериментах ЦНИДИ показано, что зависимости работы насосных ходов и удельного расхода топлива тоже имеют волнообразный характер, как и $\eta_v = f(L)$, причем, максимумы всех кривых по фазе совпадают. Но если в целом первая кривая характеризуется, как и $\eta_v = f(L)$, сначала нарастанием, затем снижением, то $b_e = f(L)$ наоборот, сначала снижается до области, где имеют место основные максимумы η_v , затем нарастает. Таким образом динамический наддув при правильном выборе геометрии системы дает эффект и по экономичности. Так, например, в данной работе для дизеля Д-120 при первой настроенной длине $L=1,25$ м ($z=3$) на режиме наибольшего крутящего момента ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) снижение b_e составило 9 %. Однако, наибольшее снижение b_e пришлось, очевидно, на седловину между двумя основными всплесками η_v ($L=1,4$ м) и составило 16 %.

Анализ осциллограмм, полученных при настройке на наибольшую экономичность, показал следующее. В отличие от настройки на $\eta_{v\max}$ не положительная, а отрицательная часть последней полуволны свободных колебаний оканчивается при 0° ПКВ следующего цикла, интервалу $540^\circ - 0,5\Delta\varphi$, соответствует 2,75 периода свободных колебаний. Таким образом в данном случае не будет фазового согласования заднего фронта последней волны колебаний и начала всасывающего действия поршня. В результате образующаяся волна разрежения и ее отражение от открытого конца трубопровода в виде волны сжатия будут иметь несколько меньшую интенсивность, чем при экстремальном динамическом наддуве. Однако волна сжатия все-таки приходит перед закрытием клапана, весовой заряд в цилиндре увеличивается, хотя и несколько уступает таковому при экстремальном наддуве.

Оказалось, что такой режим настройки по числу периодов практически обеспечивает совпадение по фазе свободных колебаний нового и предыдущего циклов. В результате на интервале вынуждающего воздействия требуются меньшие затраты энергии на организацию нового колебательного процесса. Это подтверждается сравнением площадей под диаграммами давления перед клапаном и в цилиндре. В

случае ($L=1,25$ м) их разность больше на величину порядка 30 % по сравнению с $L = 1,4$ м. Значит затраты на наполнение двигателя, и, как следствие, b_e при $L = 1,4$ будут заметно меньше.

Из приведенного анализа следует, что вместо формулы (2) для режима настройки на максимальную экономичность можно предложить:

$$L = a / 2 n \sqrt{\left[\frac{720 \cdot 2,25}{540 - 0,5 \Delta\phi_3} \right]^2 + \left(0,22 \frac{D^2}{d^2} \right)^2}.$$

Очевидно, что для уточнения данных о геометрии настроенных впускных систем и параметров работы двигателей необходимо воспользоваться численными методами расчета.

Дальнейшие экспериментальные и расчетные исследования проводились на дизеле Д-120, имевшем на входе во впускную систему штатный масляно - инерционный воздухоочиститель. Было показано, во-первых, что внутренняя труба очистителя может использоваться как часть настроенного тракта, поэтому индивидуальные трубопроводы от очистителя до головок дизеля удалось сократить по длине до размера, практически соответствующего длине штатного однострубногo коллектора. В результате применение новой системы позволяет сохранить штатное расположение очистителя. Во-вторых, очиститель, обладающий определенными гидравлическим сопротивлением и внутренним объемом, играет роль волнового сопротивления, снижающего "добротность" настройки, т.е. при некотором уменьшении η_v расширяет диапазон настройки на весь диапазон скоростных режимов дизеля. В-третьих, установка на входе во впускные трубопроводы скругляющих и конических насадков обеспечивает дополнительное увеличение наполнения.

В результате была изготовлена, испытана и передана на завод опытная настроенная впускная система с индивидуальными трубами $L=0,9$ м, $d=42$ мм, выходящими из крышки очистителя. Внутренняя труба очистителя с $d_e=51$ мм была удлинена до 0,75 м (это кроме обеспечения настройки позволит вывести забор воздуха из нагретой подкапотной части в более холодную и чистую область над капотом).

При использовании такой системы по сравнению со штатной η_v возрастает с 0,80 до 0,90, а при установке скругляющих насадков ($r = 10-15$ мм) на входе в трубы - до 0,96 (т.е. на 20 %). Кроме улучшения наполнения отмечается снижение температуры выпускных газов на 40° , что увеличит моторесурс двигателя.

В седьмом разделе приведены результаты большого числа работ, в которых с помощью пространственного численного моделирования, использующего авторские модификации МКЧ с входными и выходными ГУ на базе РПР и созданного при этом программного комплекса NSF, значительно улучшены характеристики ГВТ ряда двигателей.

Применение принципа квазитрехмерности позволило выполнить доводку заходной части впускных каналов четырехклапанной крышки цилиндра дизеля 6 ЧН 30/38 (30ДГМ, ОАО "Коломенский завод") с ликвидацией отрывной зоны в первом по потоку канале. Собственно каналы с клапанами доводились с использованием комбинированной схемы, когда при общем квазитрехмерном расчете область, охватывающая клапан, рассматривалась трехмерно с соответствующей сшивкой текущих параметров на границах. Новый профиль каналов позволил улучшить их расходную характеристику на всех h в среднем на 4-6 %. Результаты работы переданы на завод.

При помощи трехмерного моделирования с сохранением требуемых параметров закрутки заряда удалось в 1,55 раза увеличить расход через разрабатывавшийся на АМО ЗиЛ винтовой впускной канал двигателей автомобилей ЗиЛ-130 и 375, что заметно подняло η_v . Благодаря улучшению смесеобразования, сгорания и бездетонационному увеличению степени сжатия применение таких каналов обеспечивает экономию топлива на каждом автомобиле в 700 - 800 л в год.

Большой объем работ был выполнен по доводке конструкций впускных и выпускных систем дизеля ЗиЛ-645 (8 Ч 11/11,5). Расчетный анализ штатной впускной системы показал значительную неравномерность потерь при наполнении цилиндров. Наиболее неблагоприятными были условия работы 4 и 5 цилиндров, подходы к которым имели загромождение внутри коллектора. После расчетной оптимизации заводу передан вариант с уменьшенными на 35,4 % потерями p^* и значительно большей равномерностью наполнения цилиндров. Испытания системы, проведенные на заводе, показали заметное улучшение параметров работы дизеля, в частности, b_e снизился до 4 г/кВт·ч.

Впускная система наддувного варианта дизеля была улучшена с весьма значительным снижением потерь - 74,9 %. Основной результат был получен благодаря увеличению в 3,5 раза проходного сечения уравнильной трубы между левым и правым коллекторами. Расчет показал, что в штатном варианте системы амплитуды колебаний давления в коллекторах находились в противофазе, и скорости перетоков через трубу вследствие недостатка ее сечения достигали околосву-
26

ковых значений, приводя к большим потерям.

Потери p^* в выпускных коллекторах безнаддувной и наддувной модификаций дизеля были снижены в 2 раза при обеспечении практически полной равномерности выпуска из отдельных цилиндров.

В результате расчетного улучшения профилей выпускных коллекторов V-образного дизеля ЯМЗ-236Н (6 ЧН 13/14) потери p^* удалось уменьшить на 72,5 %, неравномерность выпусков - до 2 %; для рядного ЯМЗ-752 (6 ЧН 13/15,2) снижение потерь p^* составило 43,3 %.

Более сложным по характеру является течение в ГВТ двухтактных двигателей. Так, в частности, при выпуске из окон в выпускную коробку имеют место пространственные затопленные струи, обширные отрывные зоны. При расчетной доводке сложного профиля коробки и пояса выпускных окон агрегата типа СПГГ спецназначения было показано, что в штатной системе имеется значительная неравномерность выпуска по окружности. Основное истечение происходит в направлении выхода из коробки, в тыльной ее части отмечен застой. После расчетной оптимизации системы "окна-коробка" с учетом ограничений со стороны деталей механизма синхронизации и других элементов удалось получить практически полную равномерность выпуска по окружности при значительном снижении потерь p^* - на 58,8 %.

В коллекторе, который подводит выпускные газы от коробки к силовой турбине, потери были уменьшены на 48 %. Поскольку в данном агрегате турбина питается от одной дизельной секции, весьма важно было также снизить амплитуду пульсаций перед турбиной. За счет некоторого увеличения объема и применения нетрадиционной конструктивной схемы коллектора с тупиковой частью и отбором на турбину из его средней части амплитуда колебаний давления на входе в турбину была снижена на 14 %.

С помощью моделирования была проведена конструкторская отработка впускной и выпускной систем создаваемого в НПП "Мотор" аксиального авиационного турбодизеля ТДА-450. За счет улучшения профиля и увеличения объема впускной системы потери p^* в ней по сравнению с исходным вариантом были снижены на 64,4 %. Исходный вариант выпускной системы представлял собой совокупность отдельных коробок, охватывающих каждый цилиндр. В такой схеме практически работоспособными были только окна, направленные к выходу из коробок. Переход на охватывающую все цилиндры общую коробку с доводкой ее формы, а также отработка проходных сечений и направлений окон цилиндров обеспечили снижение потерь выпуска на 83 %.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Для упрощения расчетов волновых явлений в проточных частях ДВС целесообразно использовать некоторые фундаментальные закономерности нестационарного течения, полученные с помощью теоретического анализа, в частности, газодинамические функции характерных скоростей и дифференциальные соотношения на фронтах волн.

2. Наибольшую эффективность при исследованиях и доводке трактов показали авторские модификации численных методов. Для пространственных расчетов это неявная схема второго порядка точности по времени, не требующая дополнительных итераций и послужившая основой для создания нескольких экономичных алгоритмов метода крупных частиц, где используются различные модели газовой среды и схемы представления расчетной области.

В результате по сравнению с классическим МКЧ время расчетов сокращается в 6-20 раз, повышается точность результатов. На базе новых модификаций МКЧ создан расчетно-исследовательский программный комплекс NSF, позволяющий получать поля параметров, структуру течения, протоколы сравнения характеристик исследуемых каналов.

3. Разработанные для расчета одномерного течения новая версия метода характеристик с плавающей сеткой, учитывающая влияние диссипации без 3-го характеристического направления, и новая версия метода РПР с фиксированной сеткой, где удалось аналитически с помощью НГДФ выразить потоки через границы ячеек и получить формулы для непосредственного перехода от одного временного слоя к последующему, позволили сократить время счета в 3-4 раза по сравнению с базовыми методами. Дополнительное существенное ускорение происходит при использовании дифференциальных соотношений.

4. Важнейшим фактором, в значительной мере определяющим точность расчетов, является задание ГУ на внешних и внутренних границах расчетных областей. Разработанная на базе теории РПР система ГУ удовлетворяет законам нестационарного течения, является универсальной, т. е. пригодной для всех версий пространственных и одномерных численных методов, обеспечивает высокую скорость вычислений, т. к. использует газодинамические функции и дифференциальные соотношения на фронтах волн.

5. Для включения в состав ГУ на местных сопротивлениях (МС) типа окон, клапанов, решеток турбомашин, где практически всегда существует отрыв потока, с использованием уравнения импульсов на

участках сужения и расширения струй около зоны отрыва разработан метод расчета отрывного течения РЛТ, который не содержит эмпирических коэффициентов, с помощью простых соотношений позволяет выразить значения расхода и потерь при отрыве.

6. В процессе расчетно-экспериментальных исследований отрыва за органами выпуска были сформулированы рекомендации по конструированию их элементов, снижающие потери. Испытания двухтактных дизелей ЯМЗ-224Б, 61Б-31 и 6ТД с улучшенными выпускными патрубками и коробками показали снижение расхода топлива соответственно на 4-5, 8-10 и 4-8 г/кВт·ч. Результаты работ переданы на заводы для внедрения. В четырехтактном автомобильном дизеле Зил-645 за счет применения нового профиля выпускного патрубка расход топлива снижен на 7 г/кВт·ч, конструкция внедрена в производство.

7. Наиболее точным образом с использованием экспериментов на одноцикловых установках показана применимость соотношений РПР и РЛТ для расчета взаимодействия волн с клапанами, окнами, тройниками, коленами, открытыми, закрытыми концами труб, турбомашинами.

8. При исследовании взаимодействия волн с турбинами показана необходимость распределения стока по окружности улиток. Показаны невозможность замены турбины дросселем и необходимость учета не только геометрического, но и энергетического воздействия рабочей решетки при рассмотрении отражения волн от турбины. Построенные с помощью метода РЛТ характеристики решеток осевых и радиальных турбин учитывают их атакоустойчивость, обусловленную толщиной передних кромок, и сжимаемость газа. Характеристики хорошо согласуются с широко известными экспериментальными результатами.

9. Записанные для центробежного компрессора соотношения метода РЛТ позволяют не только определить отрывные потери на входе в колесо с построением веток характеристик, но и оценить местоположение границ помпажного режима. При этом представляется, что помпаж возникает с отрывом потока, поворачивающегося в меридиональном сечении колеса, от обращенной к лопаткам внутренней стенки корпуса. Тем самым создаются условия для периодического сброса части сжатого воздуха через образовавшуюся щель назад, на вход. Это было показано экспериментально на специальной установке.

10. С помощью экспериментов и численных расчетов наполнения дизеля Д-144 через индивидуальные трубопроводы показано, что динамический наддув обусловлен определенным числом периодов свободных затухающих колебаний в трубопроводах, приходящихся на часть

цикла, когда впускные клапаны закрыты, а также фазовым согласованием процессов всасывания в цилиндры, остаточных колебаний в трубопроводах и приходом от их открытого конца отраженных волн сжатия. Выбор длины и диаметра индивидуальных впускных трубопроводов с помощью полученных простых формул позволяет значительно увеличить наполнение двигателя при динамическом наддуве, повысить его экономичность. При этом учитывается влияние внутреннего диаметра трубопроводов и сопротивления трения.

Показано, что в качестве части настроенного тракта можно использовать элементы воздухоочистителя, расширив при этом диапазон настройки по частоте вращения. По результатам работы изготовлена и передана на ОАО "ВТЗ" опытная настроенная система для дизеля Д-120. Испытания на заводе показали снижение удельного расхода топлива до 16 г/кВт·ч и температуры выпускных газов до 40°.

11. С применением комплекса пространственного моделирования NSF был решен целый ряд важных практических задач по улучшению характеристик ГВТ, результаты переданы на заводы для внедрения.

Доводка профиля впускных каналов крышки дизеля ЗОДГМ ОАО "Коломенский завод" позволила заметно повысить их пропускную способность. Для дизелей ЯМЗ-236Н и ЯМЗ-752 разработаны выпускные коллектора с потерями полного давления, уменьшенными соответственно на 72,5 и 43,3 % по отношению к базовым вариантам, значительно снижена неравномерность выпусков из цилиндров. На 59 % снижены потери выпуска из окон в коробку, на 48 % – потери в коллекторе и на 14 % – пульсации давления перед турбиной СПГТ спецназначения. Для двухтактного авиадизеля ТДА-450, создаваемого в НПП "Мотор", были спроектированы пояса окон, впускные и выпускные коробки. По отношению к базовым конструкциям потери на впуске снижены на 64 %, на выпуске – на 83 %. Результаты работы использованы при изготовлении опытных образцов дизеля.

Для бензиновых двигателей Зил-130 и Зил-375 улучшены профили впускных винтовых каналов, внедренных в производство. Это позволяет экономить на каждом автомобиле 700–800 л топлива в год. В выпускных коллекторах наддувной и безнаддувной модификаций дизеля Зил-645 потери давления удалось снизить в 2 раза при обеспечении равномерности выпуска по отдельным цилиндрам. Во впускных коллекторах потери были снижены соответственно на 75 и 35 %. Стендовые испытания безнаддувного дизеля с новой впускной системой показали уменьшение расхода топлива до 4 г/кВт·ч.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Гришин Ю.А. Метод расчета отрывного течения // Изв. вузов. Машиностроение. – 1983. – N 5. – С.79-84.
2. Гришин Ю.. Направление векторов осредненных скоростей потока отработанных газов в сечении выпускных окон двухтактных двигателей // Двиг.внутр.сгор.: Респ.межвед.науч.-техн. сб.(Харьков). – 1984. – Вып.39. – С.35-44.
3. Гришин Ю.А. Нестационарное течение в рабочих решетках радиальных турбомашин //Изв.вузов. Машиностр.-1983. –N 3. –С.106-110.
4. Гришин Ю.А. Определение потерь при нерасчетном обтекании решетки профилей // Двигателестроение. – 1983. – N 3. – С.18-24.
5. Гришин Ю.А. Улучшение характеристик газозвудушных трактов двигателей внутреннего сгорания с помощью пространственно-трехмерных расчетов //Числ.иссл.актуальн.пробл.машиностр.и механ. сплош.и сыпуч.сред методом крупных частиц: В 5 т. / Под ред. Ю.М. Давыдова / Нац.Акад.прикл.наук. – М., 1995. – Т.2. – С.552-573.
6. Гришин Ю.А. Экономичные аналитико - численные алгоритмы метода крупных частиц // Числ.иссл.актуальн.пробл.машиностр.и механ. сплош.и сыпуч.сред методом крупных частиц: В 5 т. / Под ред.Ю. М.Давыдова / Нац.Акад.прикл.наук. – М., 1995. – Т.4. – С.1277-1289.
7. Гришин Ю.А. Численное моделирование пространственных течений в газозвудушных трактах ДВС // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз.сб.науч.тр.МАМИ. – М., 1998. – Вып.XIV. – С.38-43.
8. Гришин Ю.А., Гусев А.В. Методы расчета разветвленных систем газообмена ДВС //Двигателестроение. – 1981. – N 1. – С.10-12.
9. Гришин Ю.А., Карпов А.В., Кулешов А.С. Расчетная оптимизация впускной системы дизеля методом крупных частиц с целью повышения его мощности и улучшения экономичности // Актуальн.пробл. мех.сплошн.и сыпучих сред: Докл.юбил.междунар.симпоз. / Нац.Акад. прикл.наук России. – М., 1997. – С.25.
10. Гришин Ю.А., Клименко С.А. Генератор уединенных волн конечной амплитуды для газодинамических исследований // Изв. вузов. Машиностр. – 1983. – N 12. – С.75-79.
11. Гришин Ю.А., Клименко С.А. Нестационарное течение во впускной системе тракторного ДВС с воздухоочистителем // Соверш. мощн., экон.и эколог.показ.ДВС: Материалы Всесоюзн.науч.-практ.семинара. – Владимир, 1989. – С.45-46.
12. Гришин Ю.А., Клименко С.А., Круглов М.Г. Метод расчета нестационарного одномерного течения газа // Двигателестроение.

- 1984. - N 11. - С. 51-53.

13. Гришин Ю. А., Круглов М. Г. Влияние угла атаки и радиуса скругления передней кромки на потери в решетке профилей // Энергомашиностроение. - 1976. - N 12. - С. 30-32.

14. Гришин Ю. А., Круглов М. Г., Манджгаладзе А. А. Задачи и методы расчета нестационарного течения в газозвуковых трактах комбинированного двигателя // Высокий наддув поршн. двиг. и роторн. двиг.: Докл. всесоюзн. науч.-техн. конф. - Тбилиси, 1984. - С. 117-129.

15. Гришин Ю. А., Круглов М. Г., Рудой Б. П. Газодинамические функции для расчета нестационарных течений газа // Изв. вузов. Машиностр. - 1977. - N 3. - С. 52-56.

16. Гришин Ю. А., Круглов М. Г., Рудой Б. П. Нестационарное течение газа в системе "выпускной трубопровод комбинированного ДВС-осевая турбина" // Пробл. повыш. мощн. и надежн. КДВС. Труды МВТУ. - 1977. - N 257, вып. 1. - С. 85-103.

17. Гришин Ю. А., Круглов М. Г., Стрелков В. П. Совершенствование элементов выпускного тракта двигателей с целью улучшения газообмена и экономичности // Мотор-Симпо-82: Труды междунар. симпози. - Поппрад, 1982. - N 13. - С. 1-14.

18. Гришин Ю. А., Маслов Ю. Л., Савенков А. М. Динамическая одноцикловая модель для исследования выпускных каналов двухтактного двигателя транспортного типа // Повыш. эфф. автомоб. и тракт. двиг.: Сб. научн. работ МАМИ. - М., 1985. - Вып. 7. - С. 94-101.

19. Гришин Ю. А., Маслов Ю. Л., Савенков А. М. Снижение газодинамических потерь на выпуске с целью улучшения топливной экономичности дизеля // Вестник машиностроения. - 1984. - N 6. - С. 47-49.

20. Гришин Ю. А., Маслов Ю. Л., Савенков А. М. Установка для исследования взаимодействия газодинамических импульсов с радиальной турбиной КДВС // Двиг. внутр. сгор.: Сб. науч. трудов. - Ярославль, 1985. - С. 25-29.

21. Исследование физических основ динамического наддува / Гришин Ю. А. // Математич. моделиров. и исследов. процессов в ДВС: Учебное пособие. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ. - 1997. - С. 116-126.

22. Grishin D., Krouglov M. Calcul des pertes de l'écoulement et construction des caractéristiques des grilles d'aubes // Entropie. - 1979. - N 86 - P. 40-45.

Заказ 94 Объем 2 п. л. Тираж 100 экз. Подписано к печати 22.05.2000
000 "Техполиграфцентр" ПЛД N 53-477