

ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

ХИМЧЕНКО Аркадий Васильевич

УДК 621.43.019.863

**УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ
И СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ
ДВУХТАКТНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
НА ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМАХ**

Специальность 05.05.03 — тепловые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д-р техн. наук, профессор,
МИЩЕНКО Николай Иванович

Горловка – 2004

СОДЕРЖАНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ.....	2
ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	12
РАЗДЕЛ 1 ОБЗОР И АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ПРОБЛЕМАМ РАЗВИТИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДВУХТАКТНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	18
1.1. Особенности двухтактных бензиновых двигателей современных конструкций.....	18
1.2. Обзор и перспективы применения двухтактных бензиновых двигателей для автомобилей	21
1.3. Работы, посвященные улучшению показателей двигателя посредством регулирования степени сжатия на частичных режимах	25
1.3.1. Обзор и анализ работ по изучению рабочего процесса бензиновых двигателей с изменением степени сжатия	26
1.3.2. Обзор и анализ работ по созданию двигателей с переменной степенью сжатия	29
1.4. Выводы и задачи исследования	43
РАЗДЕЛ 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С РЕГУЛИРУЕМОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ.....	46
2.1. Обоснование метода расчета продувочного компрессора	47
2.2. Расчет продувочного компрессора	49
2.2.1. Описание рабочего процесса продувочного компрессора	49
2.2.2. Производительность продувочного компрессора	52
2.2.3. Индикаторные показатели продувочного компрессора.....	89

	3
2.3. РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА ДВИГАТЕЛЯ.....	91
2.4. ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ, СГОРАНИЯ И РАСШИРЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ	93
2.5. ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИКЛА	100
2.6. ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ	101

РАЗДЕЛ 3 ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ

ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ103

3.1. Цель и задачи эксперимента	103
3.2. Экспериментальные двигатели	103
3.3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ.....	107
3.3.1. Методика испытаний	107
3.3.1.1. Снятие характеристик двигателей	108
3.3.1.2. Индицирование	110
3.3.1.3. Измерение токсичности отработавших газов	112
3.3.2. Испытательный стенд	115
3.3.3. Определение фактической степени сжатия	121
3.4. ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА	122
3.5. ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ	125

РАЗДЕЛ 4 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ

ИССЛЕДОВАНИЙ127

4.1. Влияние регулирования степени сжатия на работу кривошипно- камерного продувочного компрессора	127
4.2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ.....	136
4.2.1. Результаты исследования экспериментального двигателя с кривошипно-шатунным механизмом	137
4.2.2. Результаты исследования экспериментального бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом.....	153

	4
4.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ	157
4.3.1. Определение дополнительных параметров на впуске.....	157
4.3.2. Механические потери в двигателе.....	162
4.4. СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТА	163
4.5. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ЭМИССИЮ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ	166
4.6. ВЫВОДЫ ПО РАЗДЕЛУ	174
ВЫВОДЫ	177
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	177
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	194
А.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ ВПУСКНОГО ОКНА.....	194
А.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ РАБОТЫ КРИВОШИПНО- КАМЕРНОГО ПРОДУВОЧНОГО КОМПРЕССОРА	196
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛАТЫ АНАЛОГОВО- ЦИФРОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ, ИСПОЛЬЗУЕМОГО ПРИ ИНДИЦИРОВАНИИ ДВИГАТЕЛЯ	201
ПРИЛОЖЕНИЕ В	
ДОКУМЕНТЫ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ	202

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ДВС — двигатель внутреннего сгорания;
- ККМ — кривошипно-кулисный механизм;
- КШМ — кривошипно-шатунный механизм;
- АЦП — аналогово-цифровой преобразователь;
- в.м.т. — верхняя мертвая точка;
- н.м.т. — нижняя мертвая точка;
- к.п.д. — коэффициент полезного действия;
- п.к.в.* — поворот коленчатого вала;
- СН* — несгоревшие углеводороды;
- СО* — монооксид углерода;
- NO_x* — оксиды азота;
- α — коэффициент избытка воздуха;
- β — текущее значение коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси;
- ε — действительная базовая (номинальная) степень сжатия двигателя, назначаемая заводом-изготовителем;
- ε_x — действительная переменная степень сжатия двигателя;
- ε'_k — геометрическая степень сжатия продувочного компрессора при базовой степени сжатия двигателя;
- ε_k — фактическая степень сжатия продувочного компрессора при базовой степени сжатия двигателя;
- $\varepsilon_{кx}$ — фактическая переменная степень сжатия продувочного компрессора;
- φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от в.м.т.
- φ_0 — коэффициент избытка продувочного воздуха (или коэффициент наполнения кривошипной камеры);
- $\varphi_{др}$ — угол открытия дроссельной заслонки;

φ_z — продолжительность сгорания;

η_i — индикаторный к.п.д.;

η_m — механический к.п.д.;

η_e — эффективный к.п.д.;

$\eta_{ок}$ — объемный коэффициент заполнения кривошипной камеры, отнесенный к атмосферным условиям;

$\eta'_{ок}$ — объемный коэффициент заполнения кривошипной камеры, отнесенный к условиям на впуске;

η_s — коэффициент полезного действия продувки;

η'_V — коэффициент заполнения цилиндра двигателя, отнесенный к полезной части хода поршня;

ρ — плотность смеси в кривошипной камере в данный момент времени;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

β_{max} — коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по окончании процесса сгорания;

γ_r — коэффициент остаточных газов в цилиндре;

ξ_z — коэффициент использования теплоты;

$\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования, учитывающий влияние сопротивлений во впускной системе кривошипной камеры на производительность продувочного компрессора;

$\lambda_{над}$ — коэффициент газодинамического наддува, учитывающий газодинамические явления во всасывающем трубопроводе;

λ_w — коэффициент скоростного напора;

$\lambda_{доз}$ — степень повышения давления в кривошипной камере в процессе дозарядки;

$\lambda_{окн}$ — коэффициент дросселирования впускного окна;

$\lambda_{вп}$ — переменный коэффициент дросселирования впускного трубопровода;

$\lambda_{en N}$ — коэффициент дросселирования впускного трубопровода на номинальном режиме работы двигателя;

$\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности;

λ_T — температурный коэффициент (или коэффициент подогрева смеси);

μ_{en} — коэффициент истечения (расхода) впускного окна;

φ_2 — угол поворота коленчатого вала двигателя с момента подачи искры;

ρ_k — плотность смеси после продувочного компрессора;

ρ_v — плотность воздуха;

ρ_{en} — плотность смеси во впускном трубопроводе;

θ — угол опережения зажигания;

ψ — кинематическая функция;

$\xi_{окн}$ — коэффициент сопротивления впускного окна;

$\sigma(\varphi)$ — кинематическая функция перемещения поршня;

δ — степень понижения давления в процессе расширения в продувочном компрессоре;

Δp_{en} — потери давления на впуске;

ΔT_α — охлаждение при испарении топлива;

ΔT_γ — подогрев свежей смеси в продувочном компрессоре при смешивании с остаточной горючей смесью и остаточными газами;

ΔT_ε — снижение температуры смеси при повышении степени сжатия;

ΔT_N — подогрев смеси от горячих стенок и испарения топлива при номинальном режиме работы двигателя;

ΔT_{en} — подогрев заряда от стенок впускной системы;

ΔT_{op} — подогрев заряда при дросселировании на впуске;

$\Delta T_{кр}$ — подогрев заряда от деталей, ограничивающих внутреннюю полость кривошипной камеры;

ΔT_n — повышение температуры заряда при уменьшении частоты вращения;

a_ε — относительная высота выпускного окна при базовой степени сжатия

двигателя;

$a_{вп}$ — относительная высота впускного окна при базовой степени сжатия;

a_m — относительный мертвый объем кривошипной камеры;

$a_{m \max}$ — максимальная величина относительного мертвого объема;

a_n — относительная высота продувочных окон при базовой степени сжатия

двигателя;

a_{nx} — относительная высота продувочных окон при переменной степени сжатия двигателя;

c_{pv} — средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

c_T — теплоемкость жидкого топлива;

C_m — средняя скорость поршня;

D — диаметр цилиндра;

$F_{вп x}$ — площадь проходного сечения впускного окна в рассматриваемый момент времени;

F_n — площадь поршня;

G — количество смеси в продувочном компрессоре в рассматриваемый момент времени.

$G_{ак}$ — количество смеси в продувочном компрессоре в конце процесса наполнения;

$G_{акx}$ — количество смеси в продувочном компрессоре в момент закрытия впускного окна;

$G_{доz}$ — количество смеси, поступившей через впускное окно от начала дозарядки до данного момента;

G_T — часовой расход топлива;

G_e — часовой расход воздуха;

g_e — удельный эффективный расход топлива;

g_i — удельный индикаторный расход топлива;

$g_{i \text{ опт}}$ — удельный индикаторный расход топлива при оптимальном регулировании;

$g_{дис}$ — потери теплоты из-за неполноты сгорания топлива и диссоциации;

- H_α — количество подведенной в цикле теплоты;
- H_u — низшая теплота сгорания топлива;
- h_ϵ — высота выпускного окна, назначаемая на стадии проектирования двигателя;
- $h_{\epsilon n}$ — высота впускного окна, назначаемая заводом-изготовителем и соответствующая номинальной степени сжатия;
- h_x — высота впускного окна при текущей степени сжатия двигателя;
- h_n — высота продувочных окон;
- h_{nx} — переменная высота продувочных окон;
- iV_h — полный рабочий объем цилиндров (литраж) двигателя;
- L_i — индикаторная работа цикла двигателя;
- L_{ik} — индикаторная работа цикла продувочного компрессора;
- m — показатель характера сгорания;
- n — частота вращения коленчатого вала двигателя;
- n_1 — средний показатель политропы сжатия в цилиндре двигателя;
- n_2 — средний показатель политропы расширения в цилиндре двигателя;
- $n_{1к}$ — средний показатель политропы сжатия в продувочном компрессоре;
- $n_{2к}$ — средний показатель политропы расширения в продувочном компрессоре;
- N_e — эффективная мощность;
- N_{eN} — эффективная мощность при номинальном режиме работы двигателя;
- N_i — индикаторная мощность двигателя;
- N_{ik} — индикаторная мощность продувочного компрессора;
- N_m — мощность механических потерь двигателя;
- p — давление в кривошипной камере в рассматриваемый момент времени;
- p_i — среднее индикаторное давление в цилиндре двигателя;
- p_{ik} — среднее индикаторное давление продувочного компрессора;
- p_a — давление в цилиндре в начале сжатия;

- $p_{ак}$ — давление в кривошипной камере при достижении поршнем в.м.т.;
 $p_{вп}$ — давление перед впускным окном;
 $p_{впн}$ — максимальное давление, достигаемое в процессе дозарядки;
 p_k — давление начала продувки;
 $p_{пр}$ — давление конца продувки;
 p_{MN} — среднее давление механических потерь на номинальном режиме работы двигателя при базовой степени сжатия;
 r — скрытая теплота парообразования 1 кг топлива;
 R_T — газовая постоянная паров топлива;
 R_v — газовая постоянная воздуха;
 $R_{см}$ — газовая постоянная смеси;
 κ — показатель адиабаты смеси;
 S — полный ход поршня;
 S_c — приведенная величина объема камеры сжатия, соответствующего номинальной степени сжатия ϵ ;
 S_{cx} — приведенная величина объема камеры сжатия, соответствующего переменной степени сжатия ϵ_x ;
 S'_h — приведенная величина полезного рабочего объема цилиндра V'_h (полезный рабочий ход поршня);
 T — температура смеси в данный момент времени;
 T_z — температуре конца сгорания;
 T_a — температура в цилиндре в начале сжатия;
 $T_{ак}$ — температура смеси в конце впуска;
 $T_{вп}$ — температура смеси перед впускным окном;
 V — объем смеси в рассматриваемый момент времени;
 $V_{акх}$ — объем свежего заряда в конце процесса дозарядки;
 $V_{нк}$ — полный объем, описываемый поршнем за ход (рабочий объем продувочного компрессора);
 V_{nx} — объем цилиндра, теряемый на продувочные окна;

V_k — объем смеси, подаваемый продувочным компрессором в цилиндр за цикл (один оборот коленчатого вала);

V_k' — объем смеси, поступившей в продувочный компрессор, отнесенный к состоянию впуска;

V_m — минимальный объем рабочей полости продувочного компрессора при положении поршня в н.м.т.;

W_0 — отвлеченная скорость сгорания;

w_{en} — скорость потока смеси перед впускным окном;

x — доля сгоревшего топлива в текущий момент времени;

x_z — доля топлива сгоревшего за весь процесс сгорания;

x_m — доля испарившегося топлива в процессе впуска;

x_{CO} — часть углерода, сгорающего в CO ;

K_{pCO_2} — константа равновесия диссоциации углекислого газа при температуре T_z ;

K_{pw} — константа равновесия водяного пара при температуре T_z ;

u_{H_2} — часть водорода, оставшегося в смеси в свободном состоянии.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В настоящее время основным видом силового агрегата автомобилей, мотоциклов и других транспортных средств являются экономичные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), среди которых доминирующее положение занимают четырехтактные двигатели. Двухтактные бензиновые двигатели с кривошипно-камерной продувкой дают ощутимые преимущества по удельной мощности, массе, компактности, простоте конструкции, затратам на обслуживание и ремонт, которые оправдывают их применение на транспортных средствах.

Как показывают опыт и практика, в последние годы наблюдается тенденция возрастающего спроса двухтактных двигателей для автомобилей и мототехники.

Вместе с тем двухтактные ДВС обладают рядом недостатков. Например, низкой топливной экономичностью, а также большой эмиссией углеводородов (CH) и монооксида углерода (CO), особенно на режимах частичных нагрузок.

В связи с очевидными их недостатками основное внимание многие фирмы и исследовательские центры сосредоточили на усовершенствовании как рабочего процесса, так и самой конструкции двигателя.

Повышение экономичности при одновременном снижении токсичности двухтактных бензиновых двигателей возможно путем организации рабочего процесса, обеспечивающего стабильное и эффективное сгорание обедненной топливовоздушной смеси на режимах частичных нагрузок, на которых они преимущественно работают в эксплуатации. Одним из факторов, способствующих существенному улучшению протекания рабочего процесса в двухтактном двигателе, является повышение степени сжатия с понижением нагрузки. Однако вопрос о применении переменной степени сжатия в двухтактном бензиновом двигателе практически не изучен и требует проведения исследовательских работ по выявлению особенностей протекания рабочего процесса и получению научно обоснованных данных о возможном эффекте улучшения показателей двигателя по эко-

номичности и токсичности.

Кроме того, решение этой задачи усложняется отсутствием расчетной методики определения рациональных параметров двигателя и данных о законе оптимального регулирования степени сжатия на частичных нагрузках, а также весьма ограниченной информацией в мировой научно-технической литературе об подобных работах. В Украине и странах СНГ эти вопросы до настоящего времени не исследовались. Решение указанных вопросов является актуальной задачей.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа выполнялась в соответствии с госбюджетными темами «Исследование и разработка экспериментального образца бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия» № 0197U009344 и «Улучшение показателей двухтактного бесшатунного бензинового двигателя на основе оптимизации его основных параметров» № 0100U001097, в которых автор участвовал в качестве исполнителя, а также планами НИР кафедры «Автомобили и двигатели» АДИ ДонНТУ по совершенствованию рабочего процесса и созданию двухтактных бензиновых ДВС нетрадиционной конструкции с высокими экономическими и экологическими показателями (1995 – 2002 гг.).

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является повышение топливной экономичности и снижение эмиссии токсичных компонентов двухтактных бензиновых двигателей путем использования переменной степени сжатия на частичных режимах.

Объект исследования — топливная экономичность и токсичность двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой и переменной степенью сжатия, имеющие различные механизмы преобразования движения поршня: кривошипно-шатунный и кривошипно-кулисный.

Предмет исследования — влияние степени сжатия и механизма преобразования движения поршня на топливную экономичность и токсичность двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой.

Методы исследования — при выполнении исследования использовался комплексный подход, который включал математическое моделирование иссле-

двумя процессами, расчетно-теоретические и экспериментальные исследования экспериментальных образцов двигателей.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

1. Разработка схемы и экспериментального образца двигателя, обеспечивающего изменение степени сжатия в пределах от 6 до 17,5.

2. Разработка методик и математических моделей расчета рабочих процессов двигателя с учетом регулирования степени сжатия.

3. Проведение расчетно-экспериментальных исследований показателей двухтактного бензинового двигателя при различных скоростных и нагрузочных режимах его работы. Определение рациональных величин степени сжатия и связанных с ней параметров рабочего процесса двигателя таких, как состав смеси, угол опережения зажигания и др.

4. Разработка рекомендаций по использованию в двухтактном бензиновом двигателе переменной степени сжатия.

Научная новизна полученных результатов

1. Впервые разработаны математические модели рабочих процессов в системах двигателя — продувочном компрессоре, цилиндре и органах газообмена, позволяющие прогнозировать показатели работы двигателя при регулировании степени сжатия.

2. Получены новые данные расчетно-теоретических и экспериментальных исследований двухтактного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия.

3. Выявлены и проанализированы не учитываемые ранее особенности рабочего процесса двигателя, связанные с изменением степени сжатия на частичных режимах.

4. Установлено влияние механизма преобразования движения поршня на показатели двигателя при регулировании степени сжатия на частичных режимах.

5. Предложены рекомендации по выбору параметров рабочего процесса двигателя в условиях переменной степени сжатия.

Практическое значение полученных результатов

1. Конструкция экспериментального бесшатунного двигателя с механизмом изменения степени сжатия.

2. Математические модели, алгоритмы и программы для выполнения на ПЭВМ расчетно-теоретических исследований показателей двигателя при регулировании степени сжатия на частичных нагрузках.

3. Разработанная методика расчета рабочих процессов в системах двигателя — продувочном компрессоре, цилиндре и органах газообмена, позволяющие прогнозировать показатели работы двигателя при регулировании степени сжатия.

4. Разработанные схемы и конструкции измерительной и регистрирующей аппаратуры для исследования двигателя.

5. Разработанные методики экспериментальных исследований рабочего процесса двигателя.

6. Количественные зависимости по влиянию степени сжатия на расход топлива и эмиссию вредных выбросов с отработавшими газами при различных режимах работы двигателя.

7. Рекомендации по использованию в двухтактном бензиновом двигателе переменной степени сжатия.

Разработанные математические модели, алгоритмы и программа для расчета на ПЭВМ, а также числовые значения и рекомендации приняты для использования в конструкторском бюро ХРП «АвтоАЗ-Мотор» при создании новых перспективных двигателей нетрадиционной конструкции, а также Государственным научно-исследовательским технологическим институтом (НИТИ, г. Железнодорожный, Московская обл.) при создании новых и совершенствовании существующих двухтактных двигателей.

Личный вклад соискателя

1. Разработана схема и конструкция экспериментального двигателя с изменяемой степенью сжатия.

2. Разработаны методика, математическая модель, алгоритм и программа расчета на ПЭВМ рабочего цикла двигателя с переменной степенью сжатия.

3. Разработана программа для автоматического расходомера топлива на базе электронных весов AXIS A 500 (Польша), обеспечивающая совместную работу расходомера с ПЭВМ.

4. Проведены экспериментальные исследования показателей опытных двигателей и дальнейшая их обработка на ПЭВМ.

5. Выполнены расчетные исследования по влиянию степени сжатия на показатели двигателя.

6. Определено оптимальное регулирование степени сжатия для двигателей с различной кинематикой.

Апробация результатов диссертации. Результаты работы докладывались и обсуждались на: международных научно-технических конференциях — «Прогрессивные технологии машиностроения и современность» (Донецк, ДонГТУ, 1997 г.), «Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення» (Київ, УТУ, 1997 р.), «Перспективные направления развития конструкции автомобиля» (Харьков, ХНАДУ, 2001 г.), «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы» (Севастополь, СевНТУ, 2003 г.), «Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса» (Москва, МАДИ, 2003 г.), «Автомобильный транспорт в XXI веке» (Харьков, ХНАДУ, 2003 г.); международном украинско-американском семинаре «Управление университетскими технологиями и создание на их основе малого и среднего бизнеса» (Донецк, ДонНТУ, октябрь 1996 г.); международном семинаре "Ukrainian Innovation Projects, New Technologies and Inventions" (Philadelphia, University City Science Center, USA, February, 1997); научно-технической конференции «Экология промышленных регионов» (Донецк, ДонНТУ, 1999 г.); научно-практической конференции «Донбас-2020: наука і техніка – виробництву» (Донецьк, ДонНТУ, 2002 р.); четвертом и пятом республиканских семинарах по улучшению показателей тепловых двигателей и ресурсосбережению (Мелитополь, ТГАТА, 1998 – 1999 гг.); 53-й научной конференции профессорско-преподавательского состава и студентов УТУ (Киев, УТУ, 1997 г.).

Публикации. Материалы диссертационной работы опубликованы в 19 научных работах, в том числе 8 — в сборниках научных трудов, 9 — в материалах

конференций, а также в двух патентах на изобретение.

Экспериментальный образец бесшатунного двигателя с переменной степенью сжатия экспонировался на международном украинско-американском семинаре (Донецк, ДонНТУ, октябрь 1996 г.) и региональной выставке, посвященной 80-летию ДонНТУ (Донецк, 2001г.).

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов, списка использованных источников из 145 наименований и приложений. Полный объем диссертации составляет 208 страниц, из них 153 страницы машинописного текста, 70 рисунков на 37 страницах, 3 таблицы на 3 страницах и 3 приложения на 15 страницах.

РАЗДЕЛ 1

ОБЗОР И АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ПРОБЛЕМАМ РАЗВИТИЯ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДВУХТАКТНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Особенности двухтактных бензиновых двигателей современных конструкций

Двухтактные бензиновые двигатели с кривошипно-камерной продувкой производят, кроме Украины, в США, Канаде, Италии, Швеции, Японии, России, Германии, Польше, Норвегии, Англии, Китае и др. странах.

Ежегодно на рынок стран мира поступает более 10 млн. двигателей, из них 50...70 % используется на транспортных средствах.

Согласно данным [1] только в Германии в 1990 г. находилась в эксплуатации 2,1 млн. легковых автомобилей Trabant и Wartburg с двухтактными двигателями, выпущенными промышленностью бывшей ГДР.

В 2001 г. 25 наиболее крупных фирм-изготовителей автомобилей, мотоциклов, мопедов, передвижной минитехники и др. предлагали потребителям модели двигателей мощностью от 0,2 кВт для мотоцикла-игрушки до 200 кВт и более, в частности, на легковых и малолитражных автомобилях. Как видно, потребность в таких двигателях весьма разнообразна, поэтому требования к ним по основным массогабаритным, экономическим и токсическим показателям специфичны для каждого конкретного назначения.

К конструкции двигателей транспортных средств предъявляют следующие требования:

- возможно меньший расход топлива;
- достаточно низкая эмиссия вредных компонентов в отработавших газах;
- малые габариты и масса;
- простота обслуживания и ремонта;

- низкая стоимость изготовления;
- надежность и долговечность;
- небольшой шум и вибрация.

Проведенные исследования двухтактных автомобильных ДВС, которые выпускаются или находятся в стадии разработки, а также изучение каталогов и проспектов фирм-изготовителей двигателей, позволили выявить и обобщить общую тенденцию их развития по основным параметрам.

Рабочий объем двигателя. Двухтактные ДВС для легковых автомобилей изготавливаются с рабочим объемом от 0,4 до 3,0 л, наибольшее число моделей имеют рабочий объем 0,9...2,0 л.

Литровая мощность. Литровая мощность двигателя в определенной степени зависит от его рабочего объема, однако основным определяющим фактором является степень совершенства конструкции двигателя. В среднем литровая мощность двухтактного автомобильного двигателя составляет 60 кВт/л, лучшие образцы имеют этот показатель до 90 кВт/л. Для сравнения отметим, что литровая мощность четырехтактных двигателей для легковых автомобилей не превышает 50...60 кВт/л, но может быть повышена и более 80 кВт/л применением специальных мероприятий таких как наддув, регулирование фаз газораспределения и др.

Частота вращения коленчатого вала. Частота вращения современных автомобильных ДВС находится в пределах 3500...6000 мин⁻¹ и зависит в основном от объема цилиндров и степени совершенства рабочего процесса.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D . В двухтактных двигателях применительно к легковому автомобилю отношение S/D имеет приблизительно те же значения, что и четырехтактные ДВС.

Согласно данным [2] отношение S/D в ДВС легковых автомобилей США составляет 0,9 и колеблется в пределах от 0,62 до 1,27, что свидетельствует об отсутствии единого подхода к этому вопросу. Однако следует заметить, что отношение S/D оказывает существенное влияние на скорость распространения пламени и, как следствие, на расход топлива и токсичность отработавших газов, осо-

бенно при изменении степени сжатия.

Расход топлива. По сравнению с классическими четырехтактными ДВС расходы топлива двухтактными двигателями выше в 1,5...2 раза [3]. Установка на большинстве моделей легковых автомобилей топливной аппаратуры с электронным впрыском, совершенной по конструкции и разнообразной по параметрам, определяет наиболее возможную экономичную по расходу топлива работу двухтактных двигателей.

Удельный расход топлива автомобильными двухтактными двигателями при их работе в режиме максимальной мощности составляет в среднем 350...450 г/кВт·ч. Минимальный удельный расход топлива находится в пределах 300...400 г/кВт·ч.

Масса двигателя. При равной мощности масса двухтактного двигателя по сравнению с четырехтактным меньше на 30 %. Установка на двигателях различных систем и устройств, направленных на улучшение топливной экономичности и снижение эмиссии токсичных компонентов, заметно приводит к усложнению конструкции и увеличению массы двигателя. Однако это не является существенным фактором, сдерживающим тенденцию распространения двухтактных ДВС на автомобилях.

Токсичность двухтактных двигателей. В двухтактных ДВС по сравнению с четырехтактными одинаковой мощности выбросы NO_x составляют всего лишь 9 %, но эмиссия CH в 5...7 раз, а CO — в 5 раз больше [3]. Например, в двухтактном двигателе легкового автомобиля Trabant суммарная эмиссия CH и NO_x , измеренная по европейскому проверочному циклу, составляет 45,5 г/мест, у автомобиля Wartburg — 74,3 г/мест при допустимой норме 19 г/мест [4].

Основная причина большой концентрации CO в отработавших газах двухтактных двигателей объясняется их работой на богатых топливовоздушных смесях, а CH — двухтактным рабочим процессом.

Экспериментальные исследования [5] показали, что выбросы CH в двигателях с непосредственным впрыскиванием бензина в цилиндры превышают вы-

бросы в двигателях с распределенным впрыскиванием бензина вследствие попадания жидкого топлива на поверхности поршня и цилиндра.

1.2. Обзор и перспективы применения двухтактных бензиновых двигателей для автомобилей

За последние годы во многих странах мира наметилась тенденция возрождения интереса к двухтактным бензиновым ДВС для перспективных легковых и малолитражных грузовых автомобилей, которые по мнению ведущих специалистов в ближайшее десятилетие могут стать серьезным конкурентом четырехтактному двигателю.

Это связано с такими существенными их преимуществами перед четырехтактными двигателями, как компактность, меньшая масса, простота конструкции, лучшая равномерность характеристики крутящего момента, высокая удельная мощность и меньшая себестоимость изготовления.

Ряд компаний, совершенствуя рабочий процесс и делая ставку на преимущества двухтактного ДВС, готовятся к производству или уже начали выпускать автомобили с двухтактными двигателями.

Исследовательская и конструкторская фирма Orbital Engine (Австралия) в течение последних 15 лет разработала целый ряд двухтактных автомобильных ДВС с кривошипно-камерной продувкой и впрыскиванием бензина. В настоящее время совместно с фирмой Orbital Engine в эти разработки вовлечены такие фирмы, как General Motors, Ford, Honda, DaimlerChrysler.

Например, фирма Orbital совместно с американской фирмой Ford создала для автомобиля Fiesta экспериментальный двухтактный трехцилиндровый двигатель с электронной системой впрыскивания бензина в цилиндры после закрытия выпускного окна [6, 7, 8]. Двигатель рабочим объемом $iV_h = 1,2$ л развивает максимальную мощность $N_e = 60,3$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 5000$ мин⁻¹. Максимальный момент $M_e = 125$ Н·м при $n = 3800$ мин⁻¹. Расход топлива в опытном пробеге составил 4,8...6,5 л на 100 км.

По данным фирм этот двигатель вдвое меньше по размерам и на треть по массе в сравнении с сопоставимым по мощности четырехтактным четырехцилиндровым ДВС, имеет на 200 деталей меньше и более низкую стоимость. Двигатель обеспечивает на 20...30 % лучшую топливную экономичность по сравнению с традиционными двухтактными ДВС с кривошипно-камерной продувкой и удовлетворяет нормам при применении на токсичность отработавших газов. В режиме холостого хода двигатель работает при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,98$, а при увеличении скоростного и нагрузочного режимов топливовоздушная смесь обедняется.

Разработанный фирмой Orbital для легкового автомобиля GM-Holden Camira двухтактный трехцилиндровый бензиновый ДВС с организацией расслоения заряда ОСП (Orbital Combustion Process) при $iV_h = 1,2$ л развивает 66,2 кВт и имеет то же преимущество, что и двигатель автомобиля Fiesta [9].

К настоящему времени фирма Orbital усовершенствовала двухтактные ДВС с кривошипно-камерной продувкой путем подачи бензина в камеру сгорания посредством пневматической форсунки с возможным получением эффекта расслоения заряда в цилиндре [10, 11, 12]. К особенностям этого двигателя относятся: $iV_h = 1,2$ л; $N_e = 63,4$ кВт; меньше масса и размеры по сравнению с четырехтактным автомобильным двигателем с $iV_h = 1,6$ л и равной мощностью; расход топлива на 30 % ниже, чем четырехтактного вследствие уменьшения потерь на трение и насосных потерь, а также организации расслоения заряда. Стоимость нового ДВС на 200 долл. меньше, по сравнению с сопоставимыми четырехтактными двигателями, благодаря исключению более 200 подвижных частей, уменьшению массы и более простой технологии производства. Испытания двухтактных двигателей такого типа проводятся в США фирмами General Motors, Ford, Fiat, Outboard Marine.

В июне 1996 года состоялась первая коммерческая продажа партии из 20 автомобилей Ford с двухтактными двигателями производства Orbital Engine Corp. [13].

В Японии в течение ряда последних лет ведущие фирмы расходуют миллионы долларов на создание и развитие двухтактных бензиновых двигателей автомобильного типа [14, 15]. Чтобы возродить интерес к этим двигателям предлагаются новые идеи организации рабочего процесса, проводятся исследования, направленные на их совершенствование по таким важнейшим показателям, как топливная экономичность и токсичность отработавших газов. Для уменьшения потерь топлива при газообмене предлагаются различные усовершенствования систем впуска и выпуска, например, использование золотникового клапана.

Фирма Toyota разработала для форсированного легкового автомобиля высокого класса двухтактный ДВС с искровым зажиганием модели S-2 [16, 17]. К особенностям этого двигателя относятся: непосредственное впрыскивание бензина в цилиндры, клапанная система газообмена с четырьмя клапанами на цилиндр, система продувки с приводным нагнетателем типа Рут. Двигатель с $iV_h = 3$ л развивает $N_e = 177$ кВт при $n = 3600$ мин⁻¹ и $M_e = 500$ Н·м при $n = 2800$ мин⁻¹.

Фирма Fuji приступила к выпуску V-образного двухтактного четырехцилиндрового двигателя с $iV_h = 1,5$ л [18]. Двигатель оборудован винтовым нагнетателем и золотниковым клапаном во впускном канале.

Автомобильная фирма Shigeru Onishi совместно с японским научно-исследовательским институтом автомобилестроения разработала в течение 10 лет двухтактный ДВС с малой токсичностью отработавших газов и расходом бензина, составляющим 40% от расхода обычного двухтактного [19].

Некоторым японским фирмам пока что не удалось создать перспективные двухтактные ДВС с высокой топливной экономичностью и малой токсичностью отработавших газов. Так, фирма Mitsubishi, выпускавшая микро- и малолитражные автомобили с двухтактными бензиновыми двигателями в период с 1960 по 1975 гг., в настоящее время работает над усовершенствованием рабочего процесса и создала опытный двухтактный ДВС, который не может конкурировать с четырехтактным двигателем [20]. Фирма Suzuki Motors в начале 1980 г. прекратила выпуск двухтактных ДВС из-за нерешенности вопросов снижения эмиссии ток-

сичных веществ и повышения топливной экономичности [21].

Фирмой General Motors разработан для спортивного автомобиля двухтактный трехцилиндровый ДВС типа CDS-2. Двигатель с $iV_h = 1,5$ л развивает $N_e = 91$ кВт при 5500 мин^{-1} , $M_e = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ [22]. Его особенностями являются расслоение заряда при впрыскивании топлива в цилиндр, электронная система управления впрыскиванием топлива. Габаритный объем этого двигателя в два раза меньше, чем четырехтактного, развивающего ту же мощность, а его масса составляет всего 75 кг. Двигатель имеет хорошие показатели по токсичности и укладывается в нормы США на токсичные выбросы. По равномерности хода двигатель сравним с четырехтактным шестицилиндровым рядным ДВС. К его преимуществам относятся также хорошие пусковые качества при температурах до -45°C . Полученные результаты свидетельствуют о конкурентоспособности этого двигателя в перспективе с автомобильными четырехтактными ДВС.

Фирма Bernard Hooreg занимается разработкой двухтактного бензинового ДВС со ступенчатым поршнем [23]. Изготовленный V-образный четырехцилиндровый двигатель для легкового автомобиля имеет $iV_h = 0,994$ л, $N_e = 55$ кВт при $n = 5500 \text{ мин}^{-1}$, максимальный $M_e = 102 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$. Масса двигателя составляет 50 кг.

Рядом организаций и отдельных изобретателей, включая и фирмы-производители, рассматриваются двухтактные двигатели с разделенной топливоподачей, полностью исключающей потери горючей смеси при газообмене [24, 25, 26, 27]. В таких двигателях воздух сжимается в кривошипной камере, который затем обычным образом поступает в цилиндр. Топливовоздушная смесь подается в камеру сгорания после закрытия выпускного окна автономным поршневым нагнетателем, приводимым в действие передачей от коленчатого вала или с помощью пневматической форсунки. Показатели таких двухтактных двигателей по экономичности и токсичности находятся на уровне четырехтактных бензиновых ДВС.

Сравнение основных показателей двухтактных бензиновых ДВС примени-

тельно к автомобилю с четырехтактными двигателями свидетельствует о значительном их преимуществе по компактности, удельной массе, простоте изготовления и обслуживания. Вместе с тем, они, хотя и приближаются, все еще не могут конкурировать с четырехтактными ДВС по важнейшим показателям – топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

Причиной низкой экономичности и большой эмиссии CO и CH , особенно на режимах частичных нагрузок, является несовершенство рабочего процесса двухтактных бензиновых двигателей, в частности, плохое протекание процесса сгорания и, как следствие, неустойчивая работа на малых нагрузках.

Известно, что эти недостатки могут быть в значительной мере устранены путем реализации регулирования степени сжатия на частичных нагрузках. В этом направлении работают многие исследовательские центры, фирмы-производители автомобилей и отдельные изобретатели.

1.3. Работы, посвященные улучшению показателей двигателя посредством регулирования степени сжатия на частичных режимах

Повышение степени сжатия по мере прикрытия дроссельной заслонки, с одной стороны, вызывает увеличение индикаторного к.п.д. вследствие улучшения условий воспламенения и сгорания топливовоздушной смеси. С другой стороны, при повышении степени сжатия возрастают потери на трение и уменьшается при этом механический к.п.д., что соответственно снижает рост эффективного к.п.д. и может привести к его понижению.

Как показывают многочисленные исследования, регулирование степени сжатия на режимах малых нагрузок снижает удельный расход топлива, уменьшает выбросы CO и CH с отработавшими газами, повышает равномерность характеристики протекания крутящего момента.

К настоящему времени выполнено большое количество исследований по совершенствованию рабочего процесса бензинового двигателя посредством изменения степени сжатия и предложено много различных конструктивных реше-

ний по регулированию степени сжатия на режимах частичных нагрузок. Остановимся на наиболее существенных из них, которые в достаточной мере решают проблему улучшения экономических и токсических показателей двигателя.

1.3.1. Обзор и анализ работ по изучению рабочего процесса бензиновых двигателей с изменением степени сжатия

С увеличением степени сжатия эффективность протекания рабочего процесса значительно повышается, что свидетельствует, как было отмечено выше, о снижении удельного расхода топлива и уменьшении эмиссии токсичных компонентов *CO* и *CH*.

Теоретическому и экспериментальному исследованию рабочего процесса бензинового ДВС с переменной степенью сжатия посвящены работы Махалдиани В. В. [28], Дьяченко Н. Х. [29], Золотаревского В. С. [30], Шикуниной Н. М. [31], Kerley R. V. и Thurston K. W. [32], Wallace W. A. и Lux F. B. [33, 34], Tumoney S. G. [35] и др. Результаты этих работ послужили основой для вскрытия закономерностей протекания рабочего процесса при различных величинах степени сжатия, а также определения факторов, влияющих на него.

Очевидно, что успеха в определении необходимых параметров двухтактного бензинового ДВС при переменной степени сжатия нельзя достигнуть не рассмотрев и количественно не оценив рабочий процесс и конструктивные особенности двигателя. Сложность протекания параметров рабочего процесса в двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой в условиях переменной степени сжатия заключается в следующем:

1. При изменении степени сжатия создаются, благодаря наличию выпускного и продувочных окон, новые условия процессов газообмена, сжатия и сгорания-расширения.

2. В случае регулирования степени сжатия за счет относительного перемещения поршня или цилиндра происходит изменение геометрических размеров проходных сечений органов газораспределения, из-за чего меняются условия и

параметры взаимодействия термодинамических процессов в двигателе.

3. При описании процессов важны точные количественные результаты для разработки конструкции двигателя.

Посмотрим, в какой мере выполненные разработки и опубликованные исследования позволяют преодолеть указанные трудности и дают возможность рассчитать рабочий процесс и спроектировать двухтактный бензиновый двигатель с показателями по расходу топлива и выбросам токсичных веществ на уровне четырехтактных ДВС.

Впервые наиболее фундаментальные работы по расчету и разработке двигателя с переменной степенью сжатия были сделаны проф. Махалдиани В. В. [28]. Однако автором рассматривались только четырехтактные ДВС из-за чего полученные выводы не могут быть напрямую перенесены на двухтактный двигатель, существенно отличающийся своим рабочим процессом.

Проф. Хуциев А. И. в своей работе [36] развил схематизацию, предложенную Махалдиани В. В., и описал конструктивную схему двухтактного двигателя с регулированием процесса сжатия путем отбора части свежего заряда на такте сжатия.

Значительный шаг в исследовании рабочего процесса и двигателя в целом в условиях переменной степени сжатия сделан в США, Франции, Германии, Японии и др. странах.

Фирма Ricardo & CO [37] провела исследования на двигателе Triumph 2500 TC по влиянию степени сжатия на интенсификацию процесса сгорания. Результаты опытов показали, что повышение степени сжатия до 14 и обеднения при этом свежей смеси до коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,2$ позволило до 20% повысить топливную экономичность по сравнению с базовым ДВС. Дальнейшее повышение степени сжатия ограничивалось конструкцией головки испытываемого двигателя.

Примерно на такие же результаты указывает британская фирма Atlantic Research [38], которая на основе материалов публикаций, содержащих сведения по

теоретическим и экспериментальным исследованиям в области рабочего процесса бензиновых ДВС, делает вывод о целесообразности регулирования степени сжатия. Однако в этой работе отмечается, что для практической реализации необходимы новые разработки и дальнейшие исследования.

Аналогичные выводы сделаны в работах [39, 40] на основе математического моделирования рабочих циклов двигателя с изменяемой степенью сжатия.

В бывшей ГДР Высшим инженерным училищем г. Цвиккау в течение ряда лет проводились исследования возможности улучшения топливной экономичности двухтактного бензинового двигателя путем увеличения степени сжатия от 7,5 до 9,25 [41]. Это позволило снизить g_e в среднем на 9,1%. На отдельных участках трехмерного поля оптимальных характеристик снижение g_e составило до 15%. Авторы отмечают, что расход топлива в л на 100 км уменьшается на 5,4% при движении мотоцикла по мерному участку и на 8,4% в практической эксплуатации.

В работе [42] были проведены исследования двухтактного бензинового двигателя по выявлению различных факторов, в том числе и степени сжатия, на процесс сгорания и его связи с режимом работы двигателя. При проведении исследований снимались индикаторные диаграммы, определялись эффективные показатели, а также концентрация O_2 в отработавших газах. Исследования показали, что при постоянстве коэффициента наполнения повышение степени сжатия приводит к уменьшению величины объема продуктов сгорания в цилиндре и в итоге давление и температура в момент воспламенения изменяются слабо. На основе полученных данных авторы пришли к выводу, что повышение степени сжатия оказывает малое влияние на нестабильность процесса сгорания и неустойчивость работы двухтактного двигателя при частичных нагрузках.

Аналогичные исследования по установлению связи цикловых колебаний процесса сгорания с такими факторами, как состав топливовоздушной смеси, скорость потока свежего заряда и степень сжатия, проводились на двигателе, работающем на сжиженном газе, при изменении степени сжатия от 4 до 7 [43]. Отличительной особенностью этих исследований является то, что часть опытов

проводилась на работающем двигателе с зажиганием смеси в каждом третьем цикле, что по мнению авторов исключает влияние на процесс сгорания остаточных газов. Анализ результатов опытов показал, что основной причиной цикловых колебаний процесса сгорания в двигателе с искровым зажиганием является цикловая нестабильность скорости движения заряда в камере сгорания. Авторы отмечают, что для уменьшения цикловых колебаний процесса сгорания необходимо сокращать продолжительность периода сгорания.

Как видно из приведенных в работах [42, 43] данных, эти результаты относительно степени сжатия противоречат данным ряда других исследователей.

Влияние степени сжатия на эмиссию CO , CH и NO_x в отработавших газах бензинового ДВС достаточно подробно изучено в работах различных авторов [44, 45, 46].

В работе [45] показано, что при постоянном составе смеси и угле опережения зажигания изменение степени сжатия от 7 до 10 оказывает незначительное влияние на концентрацию CH . В то же время при данной степени сжатия концентрация CH существенно зависит от состава смеси. При этом влияние угла опережения зажигания проявляется в большей степени при богатых составах смеси. Что касается выбросов NO_x и CO , то они находятся в соответствии с общепринятым мнением — с увеличением степени сжатия эмиссия NO_x возрастает, а CO практически не изменяется.

1.3.2. Обзор и анализ работ по созданию двигателей с переменной степенью сжатия

Работы по разработке и исследованию двигателей с переменной степенью сжатия ведутся в США, Японии, Германии, Австралии, Швейцарии, России и др. странах. В настоящее время еще не решены проблемы, препятствующие реализации изменения степени сжатия в ДВС [47]. Рассмотрим только самые существенные из этих работ и проследим за влиянием переменной степени сжатия на рабочий процесс и, следовательно, на экономические и токсические показатели ДВС.

Первые экспериментальные работоспособные образцы автомобильных карбюраторных двигателей с переменной степенью сжатия были созданы в 1945...1950 гг. в СССР на базе автомобилей ГАЗ-ММ и ЗИЛ-120 и приблизительно в то же время в США для автомобилей «Ольдсмобил» и «Виллис» [28]. При поддержании степени сжатия на частичных режимах на уровне, отвечающем условиям начала детонации, эксплуатационный расход топлива был снижен на автомобилях ГАЗ-ММ и ЗИЛ-120 на 11...23 %, а на американских автомобилях до 50 %.

В 70-х годах XX века успешно прошли испытания в Дублинском университете автомобильные двухтактные двигатели T.S.2 со встречно-движущимися поршнями и переменной степенью сжатия, разработанные американской фирмой General Motors совместно с английской фирмой C.A.V. [48].

В опытных двигателях (рис. 1.1) коленчатый вал 1 приводится во вращение через шатуны 2 и балансиры 3, которые посажены на эксцентрики 4, выполненные заодно целое с осями 5. При повороте осей эксцентриков смещаются центры поворота балансиров и таким образом происходит изменение степени сжатия в

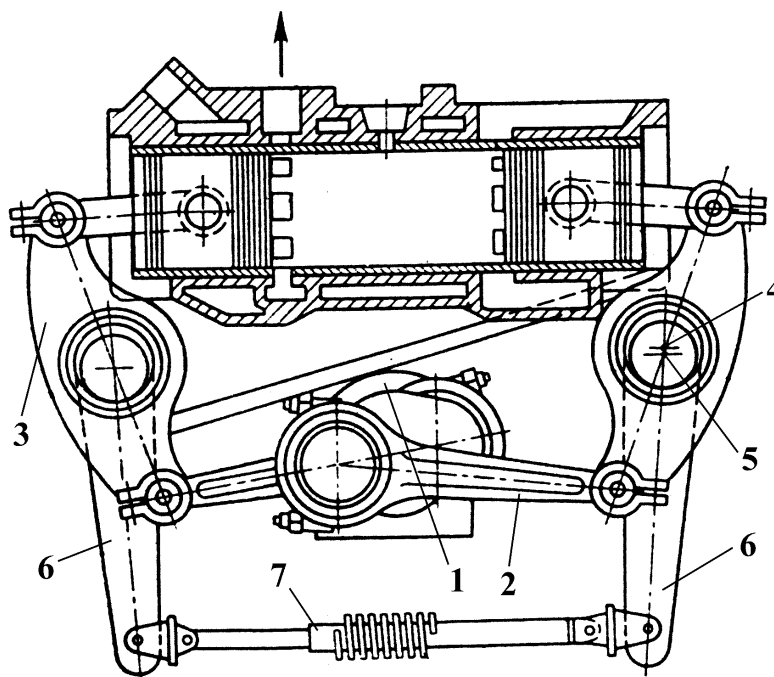


Рис. 1.1. Схема двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия:

1 – коленчатый вал; 2 – шатуны; 3 – балансиры; 4 – эксцентрики; 5 – оси эксцентриков; 6 – рычаги для регулирования степени сжатия; 7 – гидравлический демпфер

цилиндре.

В экспериментальных исследованиях степень сжатия изменялась в пределах от 9,5 (максимальная нагрузка) до 16 (холостой ход). При пуске двигателя степень сжатия устанавливалась равной 19. Исследования показали, что регулирование степени сжатия существенно повышает топливную экономичность, расширяет диапазон применяемых топлив и улучшает пуск двигателя.

Эти известные двигатели не нашли пока практического применения в связи с усложнением конструкции и динамики, а также низким механическим к.п.д. из-за большого числа дополнительных пар трения. К тому же, на привод механизма изменения степени сжатия требуются большие затраты энергии. Так, при работе одного из экспериментальных двигателей для поворота осей балансиров момент составлял: $350 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\varepsilon = 12$ и $830 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $\varepsilon = 16$.

Для устранения этих недостатков ряд исследователей делали попытки создать аксиальный двигатель с переменной степенью сжатия, в котором кривошипно-шатунный механизм заменен известным механизмом с косой шайбой (вращающейся или качающейся). В таком двигателе при частичных нагрузках изменяется угол наклона косой шайбы по отношению к оси вращения вала, изменяя ход поршня и соответственно степень сжатия.

Судя по патентной литературе, идея аксиального двигателя с переменным ходом поршня известна более 100 лет. Однако всего несколько работоспособных двигателей было изготовлено и испытано лишь в последние годы [49, 50, 51].

Одним из вариантов аксиального ДВС с изменяющимся ходом поршня является двигатель Н. Welsh и С. Riley [49], схема которого показана на рис. 1.2.

В конце 90-х годов прошлого века было создано в ГНЦ НАМИ (Россия) несколько моделей аксиальных двигателей применительно к автомобилю, в том числе пятицилиндровый с регулируемым рабочим объемом (от 2,75 до 1,1 л), то есть переменным ходом поршней [50]. В работе, к сожалению, не сообщается о результатах экспериментальных исследований этих двигателей.

Аксиальные двигатели с приводным механизмом в виде косой шайбы отли-

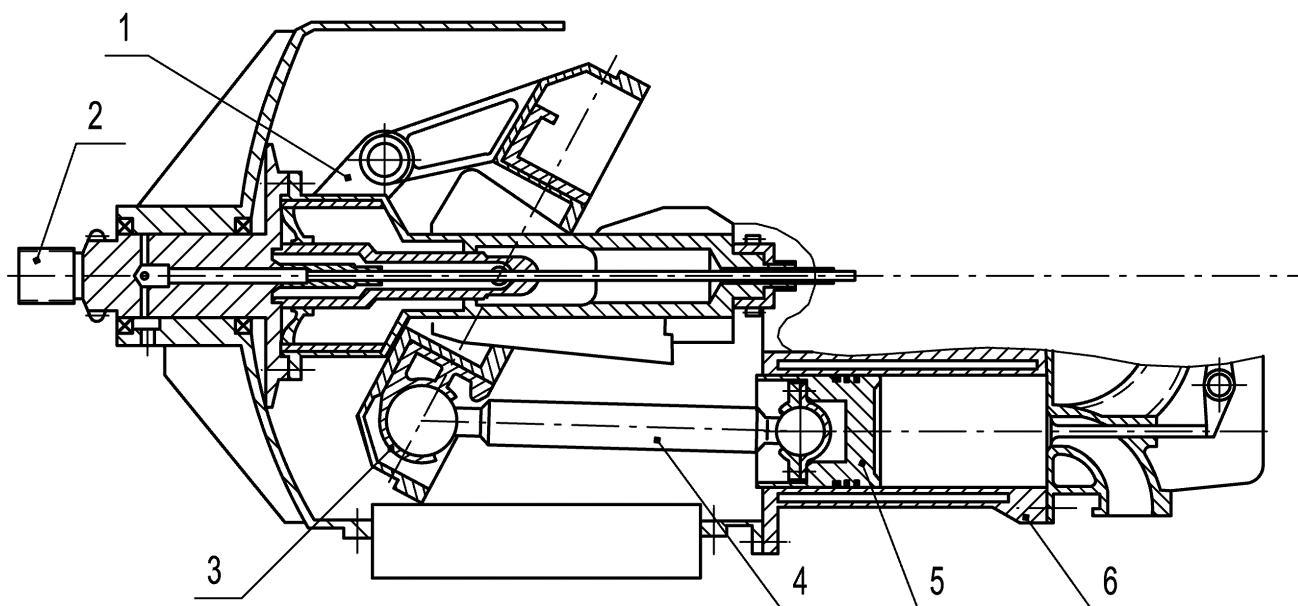


Рис. 1.2. Аксиальный двигатель с переменным ходом поршня конструкции Н. Welsh и С. Riley:

1 — управляющая тяга механизма изменения хода поршня; 2 — выходной вал; 3 — качающаяся шайба; 4 — шток; 5 — поршень; 6 — цилиндр двигателя

чаются высокими массогабаритными показателями. Компактность таких двигателей позволяет принять на автомобиле разнообразные способы капотирования и экранирования.

Поскольку в двигателях с переменным ходом поршня изменение мощности производится за счет регулирования рабочего объема, а не открытия дроссельной заслонки при неизменном рабочем объеме, то при частичных нагрузках в них снижаются насосные потери и потери на трение вследствие уменьшения скорости поршня при уменьшении хода поршня.

Главными недостатками двигателей с косою шайбой являются:

1. Повышенные потери на трение (до 15...20 %) и чрезвычайно высокие контактные напряжения в силовых сопряжениях, что обуславливает их относительную ненадежность и неэффективность.

2. Аксиальные ДВС имеют ограничение в форсировании по оборотам и соответственно низкую удельную мощность. Согласно [52] частота вращения вала у таких двигателях не должна превышать 5000 мин^{-1} из-за приложения инерционных нагрузок от всех цилиндров на одно колено вала (в двигателе с кривошип-

но-шатунным механизмом силы инерции и моменты от них рассредоточены вдоль коленчатого вала по коленам и соответствующим подшипникам).

3. При изменении хода поршня фазы газораспределения становятся неоптимальными по отношению к $S = \text{const}$, что ухудшает показатели рабочего процесса двигателя.

К тому же, остаются нерешенными такие проблемы, как сохранение уравновешенности двигателя при изменении угла наклона кривой шайбы, обеспечение удовлетворительного качества рабочего процесса при переменном объеме камеры сгорания и др.

Механизмы с кривой шайбой нашли широкое применение в аксиальных насосах и гидромоторах, а также используется для воздушных компрессоров с давлением в цилиндре до 6 МПа [52].

Более интересные и надежные решения изменения степени сжатия посредством регулирования хода поршня найдены в конструкциях ДВС с плоскими механизмами, представляющими собой разновидности механизмов П. Л. Чебышева, созданных 130 лет назад.

Так, исследовательская лаборатория фирмы Sandia (США) и фирма ERDA (Австралия) по предложенной инженером Н. Pouliot схеме разработали автомобильный пятицилиндровый двигатель водяного охлаждения с переменным ходом поршня [53, 54, 55].

Мощность двигателя изменяется за счет изменения рабочего объема от 0,7 до 3,1 л путем регулирования хода поршня в пределах $S = 25,4 \dots 108$ мм. Дросселирование применяется только на холостом ходу и малых нагрузках.

В двигателе Н. Pouliot (рис. 1.3) ход поршня изменяют ввертыванием винта 7 в гайку 6 с помощью электродвигателя. Полное изменение хода поршня происходит приблизительно за 3 с.

На рис. 1.4 показаны положения механизма изменения хода поршня при различных углах поворота коленчатого вала в двигателе Н. Pouliot.

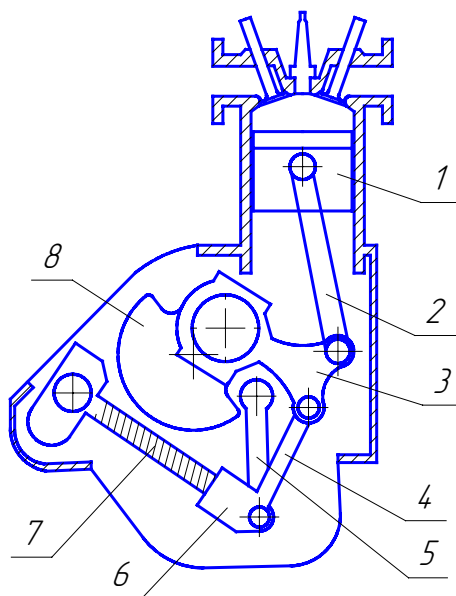


Рис. 1.3. Схема двигателя с переменным ходом поршня конструкции Н. Pouliot [117]:

1 — поршень; 2 — шатун поршня; 3 — шатун кривошипа; 4 — управляющий шатун; 5 — управляющая штанга; 6 — гайка; 7 — винт; 8 — коленчатый вал

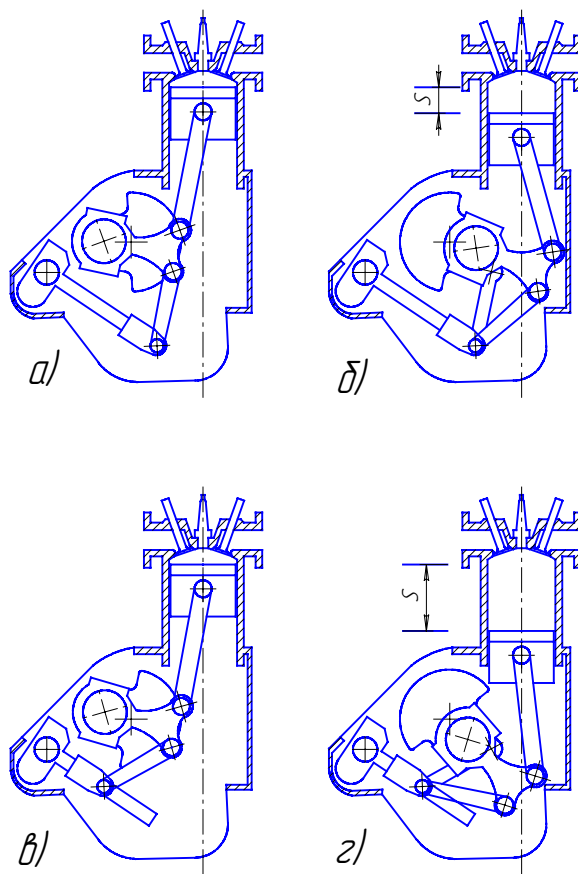


Рис. 1.4. Положения поршня в в.м.т. и н.м.т. при различных значениях хода поршня:

$a, б — S_{\min}; в, г — S_{\max}$

В этом двигателе в зависимости от взаимного расположения коленчатого вала и звеньев механизма при увеличении хода поршня величина степени сжатия может оставаться постоянной или повышаться. В конструкции двигателя в одном случае степень сжатия оставалась независимо от величины S постоянной и равной 9,5, в другом случае, когда была установлена прокладка толщиной 2,5 мм между цилиндром и картером, $\varepsilon = 6,3$ при $S = 25,4$ мм и $\varepsilon = 8,0$ при $S = 108$ мм.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований этого двигателя свидетельствуют о его преимуществе по топливной экономичности. На рис. 1.7...1.5 представлены зависимости параметров рабочего процесса различных двигателей, построенные по данным [53, 55].

Как видно из рис. 1.5, при частичных нагрузках в двигателе с переменным ходом поршня существенно снижаются потери на трение. Так, при двухкратном уменьшении хода поршня (от 102 до 51 мм) потери на трение $N_{тр}$ при частоте вращения $n = 2000$ мин⁻¹ снижаются более чем в 1,5 раза.

Топливная экономичность (рис. 1.6) для автомобиля с двигателем H. Pouliot по ездовым циклам ЕРА для города и шоссейных дорог составила 20 % по сравнению с автомобилем, имеющим традиционный ДВС с дроссельным регулированием нагрузки.

Однако рассматриваемый двигатель имеет ряд существенных недостатков.

1. Большие механические потери на трение из-за наличия дополнительных подшипников в механизме изменения хода поршня.

Из рис. 1.5 видно, что при ходе поршня $S = 102$ мм и частоте вращения $n = 2000$ мин⁻¹ потери на трение $N_{тр}$ в двигателе с $S = \text{var}$ на 40 % больше, чем в классическом ДВС и это различие резко возрастает с увеличением n .

2. Существенные потери индикаторной мощности двигателя на привод механизма изменения хода поршня.

3. Уменьшение хода поршня при неизменном диаметре цилиндра ведет к снижению турбулентности в цилиндре вследствие уменьшения скорости во впускных клапанах из-за уменьшения скорости поршня. В этом случае увеличивает-

ся продолжительность сгорания φ_z (рис. 1.7) и теплоотдача в стенки $Q_{ст}$, что приводит к росту индикаторного расхода топлива.

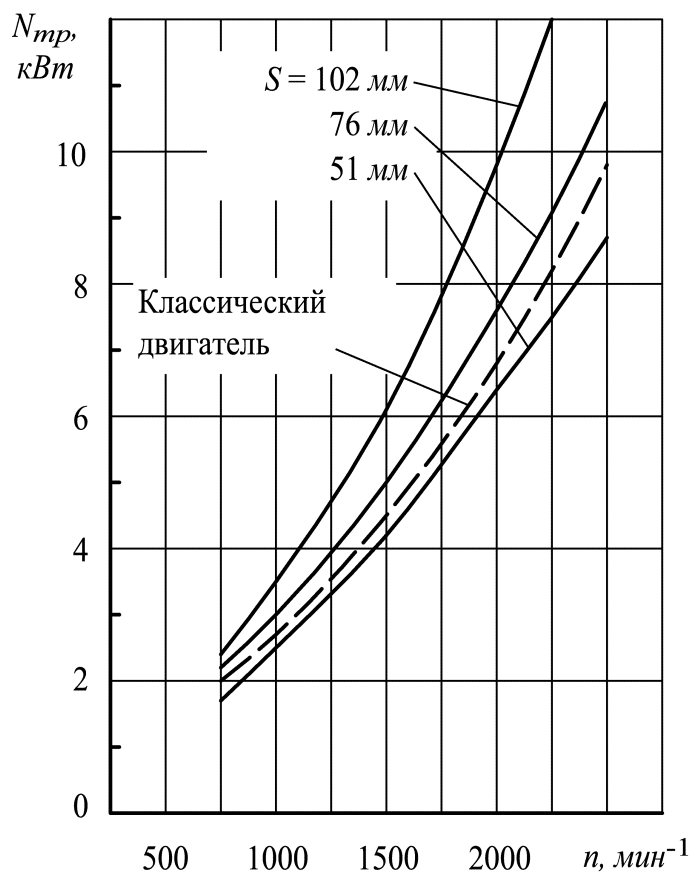


Рис. 1.5. Зависимость потерь на трение $N_{тр}$ в двигателе Н. Pouliot от частоты вращения коленчатого вала n при различных постоянных значениях хода поршня S (по данным [53, 55])

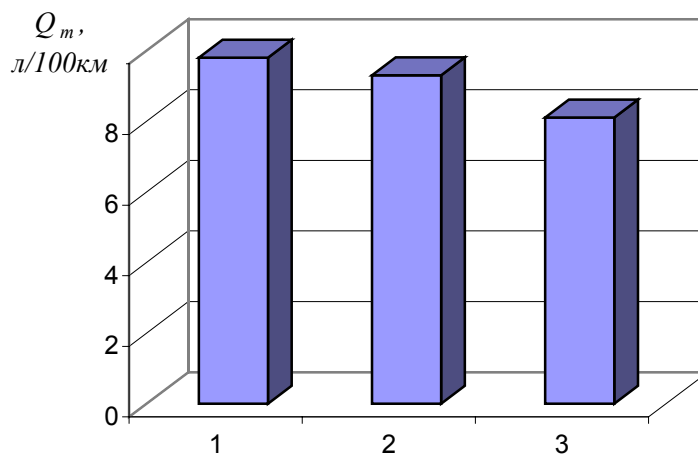


Рис. 1.6. Расход топлива по ездовому циклу ЕРА для автомобилей с различными двигателями (по данным [53, 55]):

1 — классический двигатель; 2 — двигатель Н. Pouliot при $S = var$ и $\epsilon = const$; 3 — двигатель Н.

Pouliot при $S = var$ и $\epsilon = var$; масса автомобилей 1364 кг, $\alpha = 1,0$

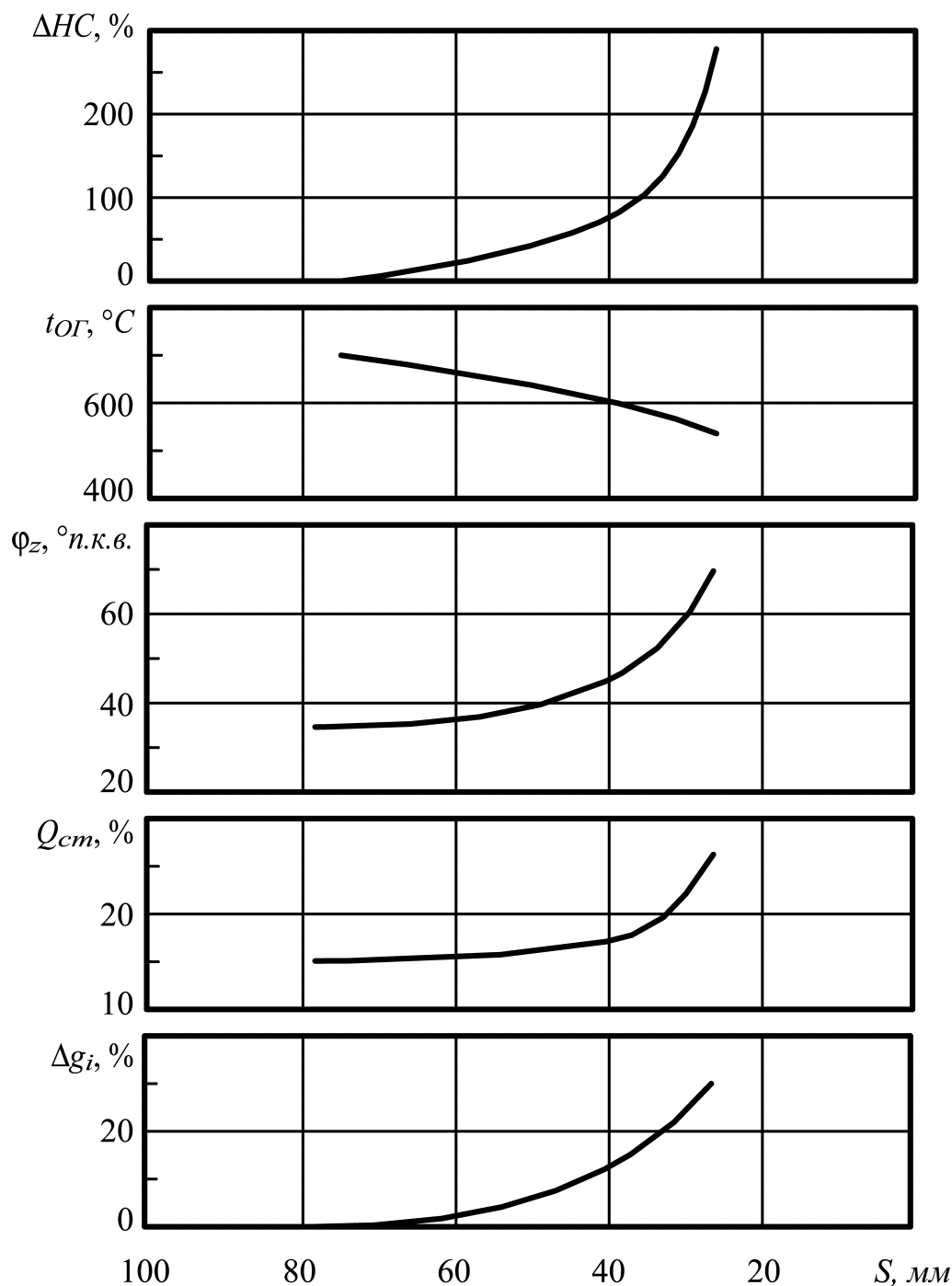


Рис. 1.7. Зависимость изменения индикаторного удельного расхода топлива Δg_i , тепловых потерь в стенке Q_{cm} , длительности сгорания φ_z , температуры отработавших газов t_{OG} и изменения эмиссии углеводородов ΔHC от хода поршня S в двигателе Н. Pouliot (по данным [53, 55]): $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; $\varphi_{op} = 100\%$; $\alpha = 1,1$

Выбросы CH также резко возрастают с уменьшением S вследствие увеличения относительной поверхности камеры сгорания и падения температуры сгорания, что подтверждается снижением температуры отработавших газов t_{OG} .

4. Сложность конструкции и большие габариты и масса двигателя из-за наличия дополнительных кинематических звеньев и опор.

5. Относительно большое число подвижных деталей приводит к возникновению дополнительных инерционных нагрузок, что повышает вибрацию двигателя и ограничивает его форсирование по частоте вращения.

6. Слишком низкая чувствительность механизма изменения хода поршня, что приводит к кратковременной детонации бензинового двигателя при резком увеличении нагрузки.

7. Как отмечают авторы разработки, в процессе испытаний двигателя возникла проблема долговечности подшипников механизма изменения степени сжатия из-за чрезмерно больших нагрузок на звенья механизма.

8. В этом двигателе, как и в двигателе с косой шайбой, существует проблема нарушения фаз газораспределения при изменении хода поршня. Для устранения этого в двигателе Н. Rouliot введен привод газораспределения с помощью планетарной передачи, связанной с коленчатым валом посредством цепи и шестерни, что усложняет и удорожает двигатель в целом.

Кроме двигателя Н. Rouliot в последние годы разработан в ГНЦ НАМИ двигатель с переменным ходом поршней [50]. Авторы разработки такой механизм изменения хода поршня назвали траверсным (коромысловым).

В двигателе (рис. 1.8) к кривошипной шейке 7 коленчатого вала крепится двуплечий рычаг (коромысло) – траверса 5, которая соединена с поршнем через главный шатун 6 и с эксцентриковым валом 3, расположенным в блоке цилиндров, посредством дополнительного шатуна 4. При повороте эксцентрика одновременно изменяются положения: центра качания дополнительного шатуна и верхней мертвой точки (поз. 1 и 2), а следовательно, происходит регулирование степени сжатия.

Степень сжатия в таком двигателе изменяется в диапазоне – от 7,5 до 14.

В настоящее время концерн DaimlerChrysler совместно с ГНЦ НАМИ разработал двигатель M 111 с подобным траверсным механизмом изменения степени сжатия на базе двигателя Mercedes SLK 200 Kompressor с роторным нагнета-

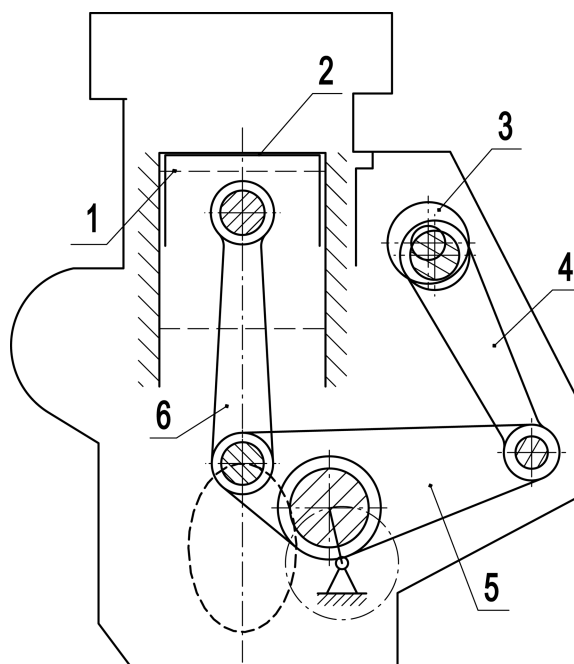


Рис. 1.8. Принципиальная схема двигателя с траверсным механизмом изменения степени сжатия [50].

телем Eaton [56]. Как показали расчеты ГНЦ НАМИ, экономия топлива в двигателе с изменением степени сжатия от 7,5 (максимальная нагрузка) до 14 (холостой ход) превышает 15 %. Сейчас экспериментальные образцы мерседесовского двигателя проходят испытания на штудгарских стендах (Германия) и в лаборатории ГНЦ НАМИ.

Сравнительный анализ двигателей Н. Pouliot и ГНЦ НАМИ показал, что при частичных нагрузках экономические показатели у обоих двигателей практически одинаковы.

Этот ДВС, также как и двигатель Н. Pouliot, имеет существенные недостатки, а именно: повышенные потери на трение, большие затраты энергии на управление степенью сжатия, наличие дополнительных кинематических звеньев ухудшает массогабаритные показатели двигателя и снижает его надежность и долговечность, а также повышает стоимость изготовления и обслуживания.

Довольно оригинальный способ регулирования степени сжатия осуществлен в двигателе с механизмом Varimax [57]. В этом двигателе (рис. 1.9) степень сжатия изменяется за счет перемещения в вертикальной плоскости коленчатого вала 1 вместе с подшипниками 2. Подшипники вала расположены в специальной

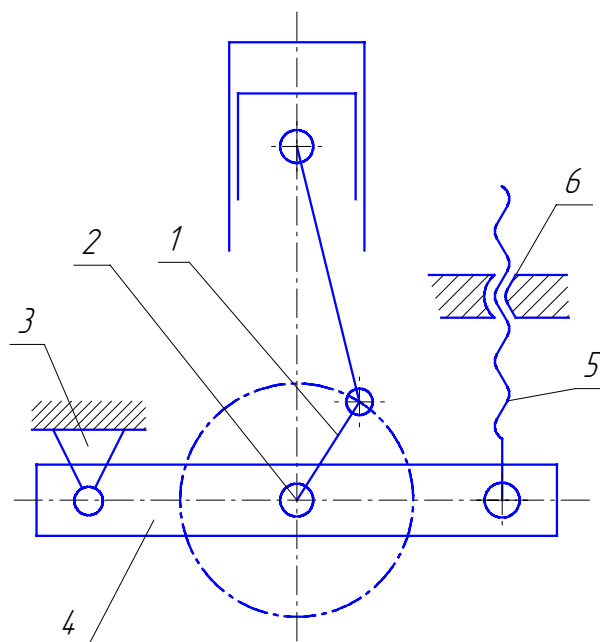


Рис. 1.9. Схема двигателя Varimax с переменной степенью сжатия

раме 4, которая шарнирно связана с неподвижной опорой 3 и вертикальной штангой 5. Перемещение оси коленчатого вала, а соответственно и изменение степени сжатия, осуществляется перемещением штанги при помощи винтовой пары 6.

В настоящее время немецкая компания FEV Motorentechnik из Ахена разработала двигатель Mercedes SLK 200К [56] с механизмом изменения степени сжатия Varimax.

Двигатели с механизмом Varimax отличаются большой стоимостью изготовления и весьма низкой чувствительностью изменения степени сжатия, что может быть причиной появления детонации в момент перехода двигателя с одного режима на другой.

Интересным конструктивным решением является новый бензиновый двигатель с переменной степенью сжатия Saab Variable Compression (SVC), созданный на протяжении последних 20 лет шведской фирмой Saab [58, 59, 60]. Автором идеи такого двигателя является известный шведский специалист по турбонаддуву ДВС инженер Пер Гилбрандт. В середине 90-х годов прошлого века фирма Saab представила автомобиль с этим двигателем на одном из наиболее престижных европейских салонов – Женевском.

Внешний вид двигателя SVC показан на рис. 1.10.



Рис. 1.10. Двигатель SVC (внешний вид)

Двигатель Saab SVC рядный пятицилиндровый рабочим объемом цилиндров 1,6 л ($D = 68$ мм, $S = 88$ мм) развивает мощность 165 кВт при частоте вращения $n = 6000$ мин⁻¹, турбонаддуве 0,28 МПа и степени сжатия 8.

Степень сжатия изменяется плавно от 14 на холостом ходу до 8 при максимальной мощности. Система SVC поддерживает на частичных режимах работы двигателя степень сжатия в пределах 10...12, обеспечивая процесс сгорания на границе детонации и получая при этом максимально возможный к.п.д.

Верхняя часть двигателя (рис. 1.11) – моноблок: головка и блок цилиндров отлиты заодно, чтобы обеспечить полную герметичность камеры сгорания при высоких давлениях сгорания. Моноблок установлен на шарнирах и может качаться относительно неподвижной нижней части двигателя, представляющей собой картер с размещенным в нем коленчатым валом.

Регулирование степени сжатия осуществляется изменением углового положения моноблока относительно неподвижной оси коленчатого вала. Отклонение (качание) моноблока происходит с помощью дополнительных шатунов с эксцентриковым валом и коромысел. Для поворота эксцентрикового вала служит активатор, представляющий собой дополнительный гидронасос с приводом от коленчатого вала. Моноблок уплотнен в месте соединения с картером гофрированной

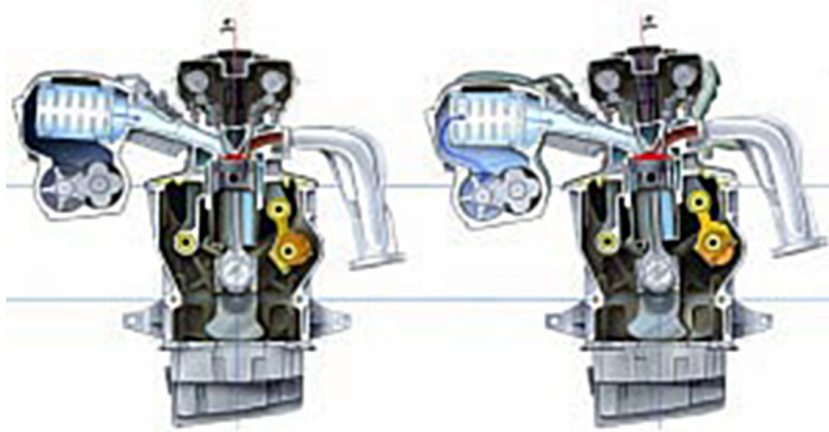


Рис. 1.11. Двигатель SVC (поперечный разрез)

прокладкой.

Как показали результаты испытаний, двигатель SVC имеет высокую топливную экономичность. Кроме того, заметно снижена эмиссия CO , NO_x и CH , что позволяет двигателю с системой SVC отвечать всем действующим и даже предполагаемым в будущем экологическим нормам. К сожалению, авторы разработки не сообщают о значениях экономических и экологических показателей двигателя.

Двигатель SVC имеет недостатки, присущие рассмотренным двигателям, которые имеют эксцентриковый вал и дополнительные шатуны.

Кроме названных выше, существует и ряд других конструкций двигателей с регулированием степени сжатия на частичных нагрузках. Об этом свидетельствует большое количество патентов и заявок [61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68] на механизмы изменения степени сжатия и двигатели с такими устройствами.

Во всех рассмотренных конструкциях ДВС с переменной степенью сжатия максимальное значение ϵ находится в пределах от 12 до 14. При дальнейшем увеличении степени сжатия индикаторный к.п.д. уже не в состоянии компенсировать роста потерь на трение и эффективный к.п.д. в результате этого не повышается и даже снижается.

Одним, по нашему мнению, из возможных конструктивных вариантов двигателя, обеспечивающего реализацию переменной степени сжатия свыше 14, является бесшатунный ДВС, в котором вместо обычного кривошипно-шатунного механизма применяется кривошипно-кулисный механизм.

Исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию таких бесшатунных двигателей в последние годы ведутся в Германии [69, 70], США [71], Украине [72, 73, 74, 75, 76] и других странах.

Отличительной особенностью схемы двигателей с кривошипно-кулисным механизмом являются малые потери на трение во всем диапазоне нагрузок и частоты вращения, полная динамическая уравновешенность и равномерность хода, а также компактность и малая удельная масса [77]. Эти достоинства связаны с тем, что в бесшатунном двигателе поршни совершают строго прямолинейное движение в связи с чем боковые нагрузки на них отсутствуют.

Выполненные в АДИ ДонНТУ теоретические и экспериментальные исследования бесшатунного ДВС с кривошипно-кулисным механизмом [72, 78, 79] позволяют предположить о целесообразности использования в таком двигателе переменной степени сжатия.

Анализ бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом показывает, что в этом двигателе, кроме возможности повышения эффективного к.п.д. при $\varepsilon > 14$ из-за малых механических потерь, конструктивно проще реализуется переменная степень сжатия.

1.4. Выводы и задачи исследования

1. Двухтактные двигатели с искровым зажиганием по сравнению с четырехтактными обладают высокой литровой мощностью и хорошими массогабаритными показателями, имеют почти на порядок меньше эмиссию NO_x , дешевле в изготовлении и обслуживании. Однако эти двигатели отличаются повышенным расходом топлива и значительными выбросами CO и особенно CH , что связано с особенностями газообмена и несовершенным процессом сгорания, особенно на режимах холостого хода и малых нагрузок, когда наполнение цилиндра свежим зарядом уменьшается, а количество остаточных газов возрастает.

2. Улучшить экономические и одновременно токсические показатели двухтактного бензинового двигателя возможно совершенствованием процесса сгора-

ния на частичных режимах путем регулирования степени сжатия. В этом случае расширяются пределы эффективного обеднения смеси и улучшается работа двигателя на холостом ходу и малых нагрузках.

3. Перспективной конструкцией двигателя с изменяемой степенью сжатия является бесшатунный поршневой ДВС с кривошипно-кулисным силовым механизмом. В этом двигателе, в отличие от известных нетрадиционных ДВС, эффективный к.п.д. имеет тенденцию повышаться при увеличении степени сжатия выше 14 благодаря меньшей зависимости механического к.п.д. от нагрузки и частоты вращения. Кроме того, в бесшатунном ДВС проще и эффективнее реализуется переменная степень сжатия, что в целом повышает показатели двигателя.

4. В известных нам работах, посвященных этой теме, не исследовано влияние степени сжатия на рабочий процесс и экономические и токсические показатели двухтактного бензинового двигателя с кривошипно-камерной продувкой. Остается открытым вопрос о реализации переменной степени сжатия в условиях бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом, имеющего высокий механический к.п.д. на всех нагрузочных и скоростных режимах.

Исходя из этого, в диссертационной работе были поставлены следующие задачи:

- установить влияние степени сжатия на параметры рабочего цикла двухтактного бензинового двигателя с кривошипно-камерной продувкой;
- установить влияние степени сжатия на экономические и токсические показатели двигателя;
- определить величины основных показателей классического и бесшатунного двигателей при регулировании степени сжатия на частичных нагрузках;
- провести анализ использования переменной степени сжатия в двухтактном бензиновом двигателе с установлением необходимых показателей при его работе.

Для решения этих задач необходимо:

- разработать методику и математические модели для расчета параметров двухтактного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия;

- разработать механизм изменения степени сжатия в экспериментальном образце бесшатунного двигателя, созданного в АДИ ДонНТУ;
- провести экспериментальные исследования классического и бесшатунного двигателей в условиях переменной степени сжатия;
- провести расчетные исследования с использованием полученных экспериментальных данных;
- разработать рекомендации о целесообразности использования переменной степени сжатия в двухтактном бензиновом двигателе с кривошипно-камерной продувкой.

РАЗДЕЛ 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С РЕГУЛИРУЕМОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

Задачей теоретического исследования двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой является выявление влияния регулирования степени сжатия ϵ_x на индикаторные и эффективные показатели двигателя при его работе на частичных режимах.

Для решения поставленной задачи необходимо разработать методику расчета двигателя, позволяющую определить параметры рабочего цикла с учетом режима работы ДВС и степени сжатия в цилиндре.

В технической литературе имеются немногочисленные и разрозненные сведения об изменении параметров рабочего процесса ДВС при различных нагрузочных и скоростных режимах.

Существующие методики с определенной достоверностью позволяют провести расчет рабочего процесса двигателя, однако для этого должны быть корректно определены исходные данные такого расчета. В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой такими исходными данными могут являться коэффициент избытка продувочного воздуха φ_0 и давление продувки p_k . Значение этих величин может быть определено в результате расчета продувочного компрессора. При этом следует учитывать влияние ϵ_x на изменение φ_0 и p_k .

Представляет интерес выявление влияния степени сжатия на индикаторные показатели работы продувочного компрессора. Так как затраты энергии, приходящиеся на привод продувочного компрессора, относят к механическим потерям, то это позволит в определенной мере учесть изменение механических потерь двигателя при изменении ϵ_x .

Очевидно, решить поставленную задачу возможно, разработав метод расчета продувочного компрессора, позволяющий учесть влияние ϵ_x и режима работы двигателя на его производительность, параметры смеси в начале продувки и

индикаторные показатели.

Известно, что зачастую полученные в результате экспериментов данные могут быть применимы только для двигателей, имеющих аналогичный типоразмер, подобную конструкцию, тот же способ смесеобразования и т. д. Из этого следует, что методика расчета двигателя должна опираться на общие закономерности и иметь возможность легко адаптироваться для конкретного двигателя с учетом характерных его показателей на номинальном режиме работы.

2.1. Обоснование метода расчета продувочного компрессора

В известной технической литературе нет материалов по методике расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора двигателей с переменной степенью сжатия. Очень мало данных и для обычных двухтактных бензиновых ДВС. Определение параметров продувочного компрессора в основном базируется на расчете процессов продувки и наполнения цилиндра двигателя, которые моделируются с помощью сложной системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих неустановившееся трехмерное движение потока сжимаемой жидкости при наличии теплообмена с окружающей средой и при сложных граничных условиях [80].

К недостаткам этого метода расчета можно отнести:

- отсутствие аналитического решения в общем виде, что затрудняет выполнение анализа и оптимизацию параметров органов газообмена. Приближенные же решения численными методами требуют проводить расчет большого числа конкретных конструктивных вариантов органов газообмена двигателя;
- практическая невозможность проведения расчета без достаточных опытных данных граничных условий и начальных параметров, что делает этот метод полуэмпирическим.

Кроме того, указанная постановка задачи исключает возможность расчета термодинамического цикла и индикаторных показателей продувочного компрессора, что не позволяет определять и оптимизировать основные размеры криво-

шипной камеры и впускных и продувочных окон.

В большинстве работ при расчете процесса газообмена исходят из уравнений установившегося движения потока с введением ряда допущений и упрощений [81, 82, 83, 84, 85, 86], что не является очевидным для реальных процессов наполнения и продувки в современных быстроходных ДВС. Недостаток известного метода расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора [87, 88] состоит в том, что допущение об изменении давления в кривошипной камере в процессе расширения по изотерме влечет за собой как следствие предположение о том, что количество подводимого тепла к рабочему телу на различных режимах работы двигателя достаточно, чтобы температура смеси оставалась неизменной, что не соответствует действительности. Как показывают исследования Д. К. Шмакова [89], кривая процесса расширения сжатой смеси в кривошипной камере двигателя является политропой.

Нами для участка расширения после отсечки поршнем внутренней полости цилиндра от кривошипной камеры получено экспериментальным путем значение показателя политропы расширения $n_{2к} = 1,2$.

Указанные методы расчета продувочного компрессора не позволяют изучить закономерности влияния различных конструктивных факторов на его показатели (производительность, потребляемую мощность и т. д.) и исследовать особенности рабочего процесса двигателя в зависимости от параметров продувочного компрессора, поэтому они не могут в достаточной мере использоваться при проектировочных и доводочных работах.

Таким образом, для возможности исследования и выполнения соответствующих проектировочных расчетов двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия необходимо разработать методику расчета продувочного компрессора. При этом наиболее целесообразно получение уравнений, позволяющих проводить качественную и количественную оценку влияния различных факторов на показатели рабочего процесса двигателя.

Выполнение расчета продувочного компрессора двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия требует проведения отдельного весьма трудоемкого

расчетно-экспериментального исследования параметров системы газообмена. В нашем случае будем исходить из опытных данных существующих двухтактных ДВС.

Анализ особенностей конструкции и рабочих процессов двухтактных ДВС с кривошипно-камерной продувкой позволяет с некоторым приближением допустить, что во время изменения степени сжатия в цилиндре двигателя исходные параметры в продувочном компрессоре (давление и температура на впуске, теплообмен и т. д.) остаются постоянными. При этом возможная ошибка в определении абсолютных показателей продувочного компрессора не должна повлиять на характер зависимости основных параметров двигателя от степени сжатия.

2.2. Расчет продувочного компрессора

2.2.1. Описание рабочего процесса продувочного компрессора

В двухтактном ДВС с $\varepsilon_x = \text{var}$ для осуществления продувки и наполнения камеры сгорания применяется поршневой кривошипно-камерный продувочный компрессор (в дальнейшем для краткости — продувочный компрессор), выполненный как неотъемлемая часть двигателя с использованием нижней части цилиндропоршневой группы и кривошипной камеры.

На рис. 2.1 дана индикаторная диаграмма рассматриваемого продувочного компрессора (сплошные линии).

При движении поршня из крайнего нижнего положения (н. м. т.) в верхнее (в. м. т.) в кривошипную камеру поступает топливовоздушная смесь, то есть происходит процесс впуска. Считаем, что поступление смеси из карбюратора в кривошипную камеру начинается, как только давление в кривошипной полости станет меньше, чем давление p_{en} во впускной системе. Пренебрегая незначительной разностью давлений в кривошипной камере и во впускной системе, можно считать, что процесс впуска происходит на участке $dd'a_k$ индикаторной диаграммы продувочного компрессора. В начале последующего движения поршня от в. м. т.

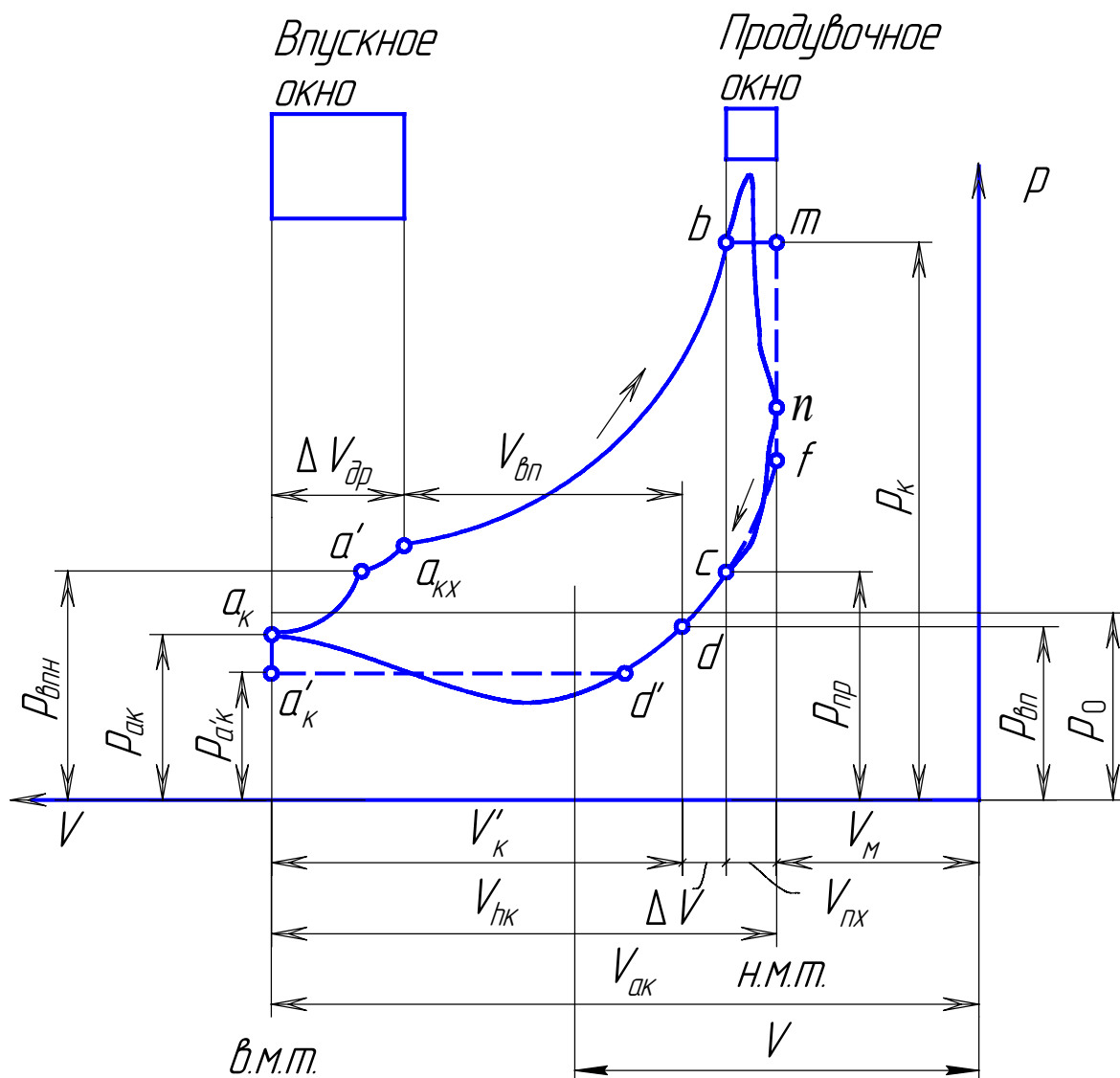


Рис. 2.1. Индикаторная диаграмма продувочного компрессора:

- расчетная;
- действительная

к н. м. т. до момента закрытия впускного окна (участок $a_k a' a_{kx}$) происходит процесс газообмена между кривошипной камерой и впускным трубопроводом. Этот газообмен состоит из процессов дозарядки (участок $a_k a'$) и процесса выталкивания смеси из кривошипной камеры — участок $a' a_{kx}$. При дальнейшем движении поршня сверху вниз поступившая в кривошипную камеру смесь сжимается от давления $p_{акк}$ до p_k . С момента открытия поршнем продувочных окон (точка b) и его дальнейшего движения от в. м. т. к н. м. т. будет происходить процесс выталкивания топливоздушнoй смеси из кривошипной камеры в продувочные

каналы и далее в цилиндр двигателя, производя его продувку и наполнение. Процесс продувки-наполнения закончится, когда поршень пройдет н. м. т. (точка n) и при последующем движении к в. м. т. закроет продувочные окна (точка c). Таким образом, на индикаторной диаграмме линия bnc характеризует процесс выталкивания горючей смеси из кривошипной камеры продувочного компрессора в цилиндр двигателя, то есть процесс продувки. После закрытия продувочных окон происходит процесс расширения смеси, оставшейся в кривошипной камере. В точке d давление становится ниже атмосферного и процесс начинается снова.

Основными параметрами, характеризующими рабочий процесс продувочного компрессора, являются его производительность, индикаторная работа и среднее индикаторное давление.

Для определения этих параметров заменим индикаторную диаграмму реального продувочного компрессора на диаграмму так называемого расчетного цикла, соблюдая условие равенства площадей этих диаграмм.

В расчетной индикаторной диаграмме, изображенной на рис. 2.1 пунктирными линиями, процесс впуска (сплошная линия $dd'a_k$) заменяется двумя линиями — политропой расширения dd' с показателем n_{2k} и пунктирной линией $d'a'_k$ постоянного среднеинтегрального давления впуска $p_{a'k}$.

Процесс продувки (сплошная линия bnc) можно заменить тремя участками, два из которых соответствуют: постоянному давлению p_k (линия bm) и постоянному объему V_m (линия mf). Третий участок — пунктирная линия fc описывается уравнением политропы с таким же показателем, как и при обратном расширении в реальном продувочном компрессоре по политропе cd .

Процесс дозарядки кривошипной камеры на участке $a_k a'$ происходит под действием перепада давлений p_{en} во впускном трубопроводе и в кривошипной камере p ($p < p_{en}$). По окончанию процесса дозарядки происходит процесс выталкивания смеси. Этот процесс начинается с момента достижения равенства давлений $p = p_{en}$ (точка a') и заканчивается в момент закрытия впускного окна (точка $a_{кx}$). Давление смеси в кривошипной камере в процессе выталкивания

(участок $a'a_{кх}$) вследствие гидравлических потерь впускного окна выше, чем во впускном трубопроводе и непостоянно. Переменный характер гидравлических потерь во время обратного выброса объясняется тем, что в этот период изменяются скорость поршня и площадь проходного сечения окна.

Рассмотренный выше процесс газообмена в зависимости от выбора фаз газораспределения может иметь три частных случая. При оптимальных фазах газораспределения впускное окно закрывается в момент достижения равенства давлений $p = p_{внн}$ (точка $a_{кх}$ совпадает с точкой a') и наполнение кривошипной камеры свежим зарядом достигает максимального значения. В случае, когда высота окна меньше оптимальной (точка $a_{кх}$ лежит на кривой $a_кa'$) происходит недозарядка кривошипной камеры поскольку $p_{акх} < p_{внн}$. Если же высота впускного окна больше оптимального значения как показано на рис. 2.1, то на участке $a'a_{кх}$ будет происходить выталкивание смеси из кривошипной камеры во впускной трубопровод.

Процессы сжатия $a'b$ и обратного расширения cd в расчетной индикаторной диаграмме приняты точно такими же, как и у действительной индикаторной диаграммы продувочного компрессора.

2.2.2. Производительность продувочного компрессора

Так как в описанном двигателе поршень выполняет роль и обычного поршня, и поршня продувочного компрессора, то удобнее пользоваться не секундной производительностью продувочного компрессора, используемой обычно в компрессорной технике, а его цикловой производительностью, то есть за один оборот коленчатого вала

$$V_k = \varphi_0 V_{hk}, \quad (2.1)$$

где V_k — объем смеси, подаваемый продувочным компрессором в цилиндр за цикл (или один оборот коленчатого вала);

V_{hk} — полный объем, описываемый поршнем за ход (рабочий объем про-

дувочного компрессора);

φ_0 — коэффициент избытка продувочного воздуха (или коэффициент наполнения кривошипной камеры).

Для кривошипной камеры описанный объем

$$V_{hk} = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (2.2)$$

где D — диаметр цилиндра продувочного компрессора;

S — полный ход поршня.

Коэффициент φ_0 учитывает совместное влияние различных внутренних факторов продувочного компрессора на величину его производительности, то есть на количество смеси, поступающей из кривошипной камеры в рабочий цилиндр двигателя.

При создании новой конструкции двигателя весьма важно знать влияние каждого в отдельности фактора на производительность продувочного компрессора. Однако в любом реальном компрессоре влияние большинства факторов на производительность взаимосвязано и учесть это влияние чрезвычайно трудно. Поэтому в наших исследованиях будем пользоваться допущением о независимости влияния основных факторов на производительность продувочного компрессора. При этом уравнение коэффициента избытка продувочного воздуха можно представить в виде

$$\varphi_0 = \eta'_{ок} \lambda_{др} \lambda_T \lambda_{nl} \lambda_{над}, \quad (2.3)$$

где $\eta'_{ок}$ — объемный коэффициент наполнения кривошипной камеры, отнесенный к условиям состояния на впуске, а именно $p_{вн}, T_{вн}$;

$\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования, учитывающий влияние сопротивлений во впускной системе кривошипной камеры на производительность компрессора;

λ_T — температурный коэффициент (или коэффициент подогрева смеси);

$\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности;

$\lambda_{над}$ — коэффициент газодинамического наддува, учитывающий инерционные явления во всасывающем трубопроводе, обусловленные цикличностью работы двигателя.

Величина φ_0 может иметь различное значение в зависимости от того, как осуществляется газораспределение на впуске в кривошипную камеру — принудительно, например, с помощью золотника или посредством самодействующего пластинчатого клапана.

Ниже рассмотрим влияние на производительность продувочного компрессора отмеченных пяти основных факторов в отдельности применительно к двигателю с переменной степенью сжатия.

Объемный коэффициент наполнения

Этот коэффициент учитывает влияние мертвого объема кривошипной камеры и объема цилиндра кривошипной камеры, занимаемого продувочными окнами, на уменьшение производительности продувочного компрессора.

Если считать, что процесс впуска начинается в точке d (см. рис. 2.1), а заканчивается в точке a_k , то объемный коэффициент наполнения, отнесенный к состоянию во впускной системе, может быть определен из соотношения

$$\eta'_{ок} = \frac{V'_k}{V_{hk}}. \quad (2.4)$$

Здесь V'_k — объем смеси, поступившей в кривошипную камеру, отнесенный к состоянию впуска $p_{вп}, T_{вп}$

$$V'_k = V_{hk} - (V_{nx} + \Delta V),$$

где V_{nx} — объем цилиндра кривошипной камеры, теряемый на продувочные окна;

ΔV — потерянный объем из-за расширения оставшейся в кривошипной камере топливовоздушной смеси.

Величина потерянного объема из-за наличия продувочных окон вычисляется по формуле

$$V_{nx} = \frac{\pi D^2}{4} h_{nx}, \quad (2.5)$$

где h_{nx} — переменная высота продувочных окон.

При регулировании степени сжатия ε_x в соответствии с режимом работы двигателя за счет изменения, например, длины шатуна, перемещения цилиндра, использования ПАРСС и т. п. высота продувочных окон h_{nx} , входящая в уравнение (2.5), будет изменяться, влияя на величину V_{nx} и, следовательно, на объемный коэффициент наполнения $\eta'_{ок}$. Поэтому в двигателе с переменной степенью сжатия следует принять во внимание величину периода открытого состояния продувочных окон, изменяющуюся в зависимости от ε_x .

Если считать заданные заводом-изготовителем размеры высоты продувочных h_n и выпускного h_g окон базовыми и принять в двигателе номинальную степень сжатия ε постоянной, то из рис. 2.2 можно получить соотношение между переменной высотой продувочных окон h_{nx} и изменяемой в цилиндре двигателя степенью сжатия ε_x .

Значение действительной переменной степени сжатия (отнесенной к полезному рабочему объему цилиндра) при частичных режимах работы двигателя

$$\varepsilon_x = \frac{S'_h + S_c}{S_{cx}}, \quad (2.6)$$

где S'_h , S_c и S_{cx} — приведенные величины соответственно полезного рабочего объема цилиндра V'_h , объема камеры сжатия, соответствующего номинальной степени сжатия ε , и объема камеры сжатия, отвечающего переменной степени сжатия ε_x .

После подстановки известного соотношения

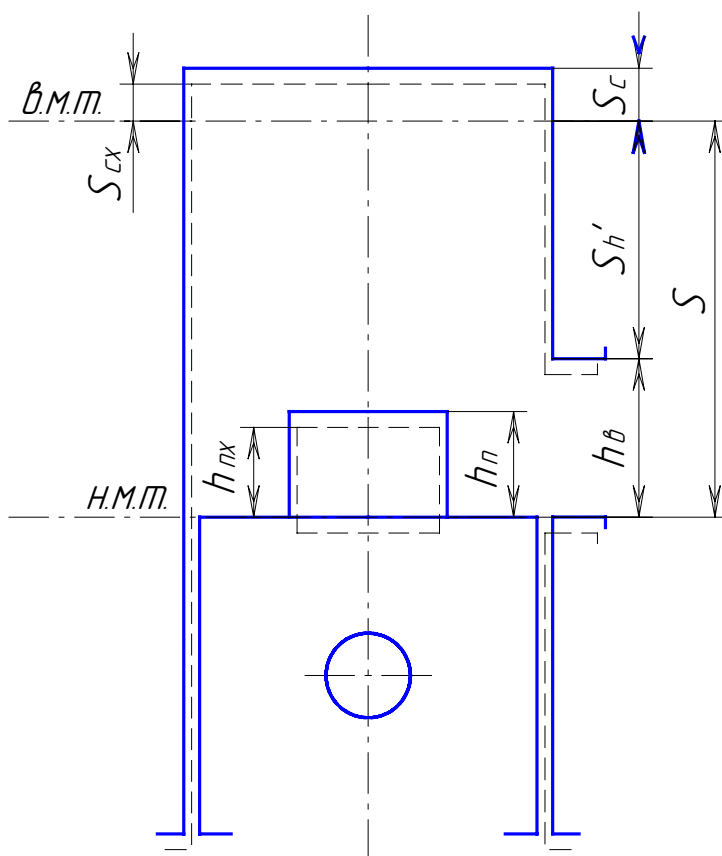


Рис. 2.2. К определению высоты продувочных окон h_{nx} в зависимости от степени сжатия ε_x

$$S_c = \frac{1}{\varepsilon - 1} S'_h, \quad (2.7)$$

в формулу (2.6) и некоторых преобразований получим

$$S_{cx} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} S'_h. \quad (2.8)$$

Здесь ε — действительная степень сжатия при номинальном режиме работы двигателя.

Приведенная величина рабочего объема цилиндра или, что то же самое, полезный рабочий ход поршня

$$S'_h = S - h_g, \quad (2.9)$$

где h_6 — высота выпускного окна, назначаемая на стадии проектирования двигателя.

Высота продувочного окна, соответствующая степени сжатия ε_x , находится из выражения

$$h_{nx} = h_n - (S_c - S_{cx}). \quad (2.10)$$

После соответствующих подстановок формула (2.10) примет вид

$$h_{nx} = h_n - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} (S - h_6). \quad (2.11)$$

Введем безразмерные величины:

относительная высота продувочных окон, зависящая от ε_x ,

$$a_{nx} = \frac{V_{nx}}{V_{hk}} = \frac{h_{nx}}{S}; \quad (2.12)$$

относительная высота продувочных окон, выполняемая при изготовлении двигателя,

$$a_n = \frac{V_n}{V_{hk}} = \frac{h_n}{S}; \quad (2.13)$$

относительная высота выпускного окна

$$a_6 = \frac{V_6}{V_{hk}} = \frac{h_6}{S}. \quad (2.14)$$

Каждая из величин a_{nx} и a_n характеризует соответствующую долю рабочего объема цилиндра продувочного компрессора, теряемого на продувочные окна, а величина a_6 — долю потеряннного рабочего объема цилиндра двигателя.

Теперь можно записать равенство (2.11) в безразмерной форме

$$a_{nx} = a_n - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} (1 - a_\varepsilon). \quad (2.15)$$

Для величины потерянного объема ΔV (см. рис. 2.1) можно записать соотношение

$$\Delta V = V_d - (V_m + V_{nx}). \quad (2.16)$$

В этом выражении V_m — минимальный объем рабочей полости кривошипной камеры при положении поршня в н.м.т., который в двигателе устанавливается из конструктивных соображений.

Величина объема V_d в конце обратного расширения может быть вычислена на основании уравнения политропного состояния смеси

$$\frac{V_d}{V_c} = \left(\frac{p_c}{p_d} \right)^{\frac{1}{n_{2\kappa}}},$$

где $n_{2\kappa}$ — средний показатель политропы расширения в продувочном компрессоре.

Учитывая, что

$$p_d = p_{\varepsilon n}, \quad V_c = V_m + V_{nx} \quad \text{и} \quad p_c = p_{np},$$

находим

$$V_d = (V_m + V_{nx}) \left(\frac{p_{np}}{p_{\varepsilon n}} \right)^{\frac{1}{n_{2\kappa}}}, \quad (2.17)$$

где p_{np} — давление конца продувки (начала обратного расширения);

$p_{\varepsilon n}$ — давление впуска.

Тогда после соответствующих подстановок уравнение (2.4) для определения объемного коэффициента наполнения будет иметь вид

$$\eta'_{ок} = 1 - a_m \left[\left(1 + \frac{a_{nx}}{a_m} \right) \left(\frac{P_{np}}{P_{вн}} \right)^{\frac{1}{n_{2\kappa}}} - 1 \right]. \quad (2.18)$$

Здесь a_m — относительный мертвый объем кривошипной камеры, вычисляется по формуле

$$a_m = \frac{V_m}{V_{hk}}. \quad (2.19)$$

Величину объема V_m можно найти через фактическую степень сжатия ε_κ продувочного компрессора, отвечающей режиму номинальной мощности двигателя. Для этого, пользуясь рис. 2.1, запишем выражение для ε_κ , приняв $V_{nx} = V_n$ (где V_n — объем части цилиндра, соответствующей высоте h_n),

$$\varepsilon_\kappa = \frac{V_{hk} + V_m}{V_m + V_n}, \quad (2.20)$$

откуда после преобразований находим

$$V_m = \frac{1 - \varepsilon_\kappa a_n}{\varepsilon_\kappa - 1} V_{hk}. \quad (2.21)$$

Очевидно, из совместного рассмотрения (2.19) и (2.21)

$$a_m = \frac{1 - \varepsilon_\kappa a_n}{\varepsilon_\kappa - 1}. \quad (2.22)$$

Для выполненных современных маломощных двигателей величина a_m изменяется в диапазоне от 1,6 до 3,5, а величина a_n колеблется в пределах 0,215 ... 0,265.

Геометрическая номинальная степень сжатия определяется из следующего выражения, полученного на основании соотношений рис. 2.2,

$$\varepsilon'_\kappa = \varepsilon_\kappa \frac{1 - a_n}{1 - \varepsilon_\kappa a_n}. \quad (2.23)$$

Когда степень сжатия в цилиндре изменяется при работе двигателя на режимах частичных нагрузок, величина степени сжатия в кривошипной камере также изменяется вследствие непостоянства величины $h_{nx} = f(\varepsilon_x)$.

Величину переменной степени сжатия $\varepsilon_{\kappa x}$ продувочного компрессора можно определить из уравнения (2.20) подставив вместо V_n величину V_{nx}

$$\varepsilon_{\kappa x} = \frac{1 + a_m}{a_{nx} + a_m}. \quad (2.24)$$

После преобразований окончательно находим

$$\varepsilon_{\kappa x} = \frac{\varepsilon_\kappa}{1 - \frac{(\varepsilon_\kappa - 1)(\varepsilon_x - \varepsilon)}{\varepsilon_x(\varepsilon - 1)} \frac{1 - a_g}{1 - a_n}}. \quad (2.25)$$

Согласно исследованиям [89] продувка из кривошипной камеры начинается с большой задержкой, когда продувочные окна открыты более чем на половину и давление в цилиндре двигателя упадет почти до атмосферного. При этом, анализируя полученные в этой работе индикаторные диаграммы в кривошипной камере, можно отметить, что в момент закрытия продувочных окон давление в продувочном компрессоре на средних и номинальном режимах работы двигателя составляет

$$p_{np} = 0,105 \dots 0,115 \text{ МПа}.$$

Следует отметить, что в разных источниках по поршневым машинам рекомендуются различные величины среднего показателя политропы расширения. Так, согласно данным [90], полученным на основании обработки индикаторных диаграмм поршневых компрессоров с различной величиной давления всасывания, рекомендуется принимать для двухатомных газов и $p_{en} \leq 0,15 \text{ МПа}$ средний

показатель политропы обратного расширения $n_{2к} = 1,2$. Другие исследователи [91] предлагают показатель политропы расширения находить из соотношения

$$n_{2к} = (0,92 \dots 0,98) n_{1к},$$

где $n_{1к}$ — средний показатель политропы сжатия, значения которого изменяются от 1,3 до 1,35.

Анализируя же данные по двухтактным ДВС с кривошипно-камерной продувкой [92], можно привести соотношение между средними показателями политроп сжатия n_1 и расширения n_2 в цилиндре двигателя следующей зависимостью

$$n_2 = (0,85 \div 0,97) n_1.$$

Таким образом, ориентируясь на данные обычных поршневых компрессоров, а также учитывая, что двигатель в сравнении с двухтактным двигателем имеет примерно такое же тепловое состояние, такие же сопоставимые размеры и частоту вращения коленчатого вала, то для продувочного компрессора приближенно можно принять

$$n_{2к} = 1,2 \dots 1,35.$$

Наиболее близкое к условиям реального двигателя значение показателя политропы расширения $n_{2к}$ можно получить из экспериментально снятых индикаторных диаграмм.

Показатель расширения $n_{2к}$ слабо меняется с отношением давлений p_k / p_{en} , поэтому его можно с большой достоверностью считать постоянным.

Величина p_{en} зависит от сопротивления впускной системы и от скорости движения смеси. Ориентируясь на данные быстроходных поршневых ДВС, можно принять

$$p_{en} = 0,085 \dots 0,097 \text{ МПа}.$$

Однако для получения более достоверных сведений необходимо проведе-

ние экспериментальных исследований с целью выявления влияния на величину $p_{вн}$ скоростного и нагрузочного режимов и регулирования степени сжатия.

При определенном значении величины a_m объемный коэффициент наполнения $\eta'_{ок}$ становится равным нулю. В этом случае топливоздушная смесь не будет всасываться в кривошипную камеру, так как весь рабочий объем продувочного компрессора "теряется" на обратное расширение смеси, оставшейся в кривошипной камере после процесса продувки.

Определим для такого предельного случая работы продувочного компрессора максимальную величину относительного мертвого объема $a_{m \max}$ при заданных отношениях давлений $p_{np}/p_{вн}$ и показателе политропы расширения $n_{2к}$, приравняв к нулю $\eta'_{ок}$ в уравнении (2.18)

$$a_{m \max} = \frac{1 - a_{nx} \left(\frac{p_{np}}{p_{вн}} \right)^{\frac{1}{n_{2к}}}}{\left(\frac{p_{np}}{p_{вн}} \right)^{\frac{1}{n_{2к}}} - 1}. \quad (2.26)$$

Уравнение (2.26) позволяет оценить влияние изменения степени сжатия на работу продувочного компрессора.

В расчетах производительности продувочного компрессора можно вместо $\eta'_{ок}$ использовать объемный коэффициент наполнения $\eta_{ок}$, который отнесен к условиям окружающей среды

$$\eta_{ок} = \frac{V_k}{V_{hk}}, \quad (2.27)$$

где V_k — объем смеси в кривошипной камере в конце впуска, приведенный к атмосферным условиям p_0 и T_0 .

Связь между коэффициентами $\eta'_{ок}$ и $\eta_{ок}$ установим, заменив в уравнениях (2.4) и (2.27) величины объемов V'_k и V_k выражениями из уравнений Клапейрона-

Менделеева $p_{en}V'_k = mRT_{en}$, $p_0V_k = mRT_0$:

$$\frac{\eta_{ок}}{\eta'_{ок}} = \frac{V_k}{V'_k} = \frac{p_{en}T_0}{p_0T_{en}},$$

откуда, пренебрегая разностью температур, можно записать

$$\eta_{ок} = \eta'_{ок} \frac{p_{en}}{p_0}. \quad (2.28)$$

Коэффициент дросселирования

Как уже отмечалось, коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ учитывает уменьшение производительности продувочного компрессора из-за аэродинамических потерь во впускной системе.

В двухтактном двигателе путь движения топливоздушной смеси в кривошипную камеру от входного патрубка карбюратора короткий и в основном потери давления вызываются местными сопротивлениями. Известно, что скорости смеси в воздухоочистителе и карбюраторе почти на порядок меньше, чем в органах газораспределения, поэтому основное сопротивление представляет впускное окно. Коэффициент местного сопротивления окна для автотомодельного режима зависит только от конструктивных особенностей самого окна. Следовательно, потери давления во впускном окне не будут существенно изменяться с изменением нагрузки.

Однако, при снижении нагрузки на двигатель значительное влияние будет оказывать дроссельная заслонка. Влияние впускного окна и впускного трубопровода с карбюратором на процесс наполнения кривошипной камеры будет различным в зависимости от режима работы двигателя.

Для рассмотрения процесса впуска, удобнее разделить влияние впускного окна и впускного трубопровода на наполнение кривошипной камеры.

Относительное уменьшение наполнения продувочного компрессора из-за наличия аэродинамических сопротивлений учитывается коэффициентом дроссе-

лирования

$$\lambda_{op} = \frac{p_{ak}}{p_0} = \frac{p_{ak}}{p_{вп}} \frac{p_{вп}}{p_0} = \lambda_{окн} \lambda_{вп}, \quad (2.29)$$

где $\lambda_{окн} = \frac{p_{ak}}{p_{вп}}$ — коэффициент дросселирования впускного окна;

$\lambda_{вп} = \frac{p_{вп}}{p_0}$ — коэффициент дросселирования впускного трубопровода.

Коэффициент дросселирования впускного трубопровода $\lambda_{вп}$ для данного типа двигателя может быть определен экспериментально (см. подраздел 4.3).

На основании уравнения Бернулли с учетом принятых общеизвестных допущений [93] можно получить зависимость для определения потерь давления во впускном окне

$$p_{вп} - p_{ak} = \frac{\rho_{вп}}{2} (1 + \xi_{окн}) w_{вп}^2, \quad (2.30)$$

где $\rho_{вп}$ — плотность смеси во впускном трубопроводе;

$\xi_{окн}$ — коэффициент сопротивления впускного окна;

$w_{вп}$ — скорость смеси перед впускным окном.

Из условия неразрывности потока заряда движущегося в системе впуска следует, что скорость смеси перед впускным окном пропорциональна средней скорости поршня C_m . В свою очередь C_m пропорциональна частоте вращения n коленчатого вала двигателя. С учетом (2.29) и (2.30) можно записать выражение для определения $\lambda_{окн}$ в виде

$$\lambda_{окн} = 1 - \kappa_{окн} \frac{\rho_{вп}}{p_{вп}} n^2. \quad (2.31)$$

где $\kappa_{окн}$ — коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров впускного окна и кинематики поршня.

Коэффициент $\kappa_{окн}$ определяется экспериментальным путем.

Используя формулы (2.29) и (2.31), можно определить коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ на различных режимах работы двигателя с учетом изменения степени сжатия.

Коэффициент подогрева

Коэффициент подогрева λ_T характеризует потери наполнения кривошипной камеры, а соответственно и производительности продувочного компрессора, от снижения плотности свежего заряда за счет повышения его температуры на ΔT .

Свежий заряд за время процесса впуска изменяет свою температуру в результате следующих причин:

- нагрева от стенок впускной системы на $\Delta T_{вн}$;
- нагрева от деталей, ограничивающих внутреннюю полость кривошипной камеры (стенок картера и нижней части цилиндра, поверхности нижней части поршня), на $\Delta T_{кр}$;
- охлаждения при испарении топлива на ΔT_{α} ;
- повышения температуры подогрева при дросселировании на впуске на $\Delta T_{др}$;
- повышения температуры заряда при уменьшении частоты вращения на ΔT_n ;
- снижения температуры смеси при повышении степени сжатия на ΔT_{ε} ;
- подогрева на ΔT_{γ} при смешивании поступившей свежей смеси с оставшейся в кривошипной камере горючей смесью и прорвавшимся в картер двигателя продуктами сгорания (так называемыми остаточными газами в продувочном компрессоре).

Пользуясь принципом независимости изменения температуры заряда от отмеченных причин, получим суммарную температуру подогрева, учитывающую скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя, а также изменение степени сжатия и состава смеси,

$$\Delta T = \Delta T_{вн} + \Delta T_{кр} + \Delta T_{\alpha} + \Delta T_{др} + \Delta T_n + \Delta T_{\varepsilon}. \quad (2.32)$$

Подогрев смеси ΔT_γ в величину ΔT не входит, так как при повышении температуры смеси в результате смешения свежего заряда с оставшейся в мертвом объеме смесью, состоящей из остаточной горючей смеси и прорвавшихся в кривошипную камеру продуктов сгорания, производительность продувочного компрессора не уменьшается, поскольку увеличение объема поступившей смеси сопровождается соответствующим уменьшением объема заряда, оставшегося в мертвом объеме.

Суммарный коэффициент подогрева смеси в процессе впуска определяется по формуле

$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_{ак}}, \quad (2.33)$$

где $T_{ак}$ — температура смеси в конце впуска, определяемая из соотношения

$$T_{ак} = T_0 + \Delta T. \quad (2.34)$$

Коэффициент λ_T представим в виде

$$\lambda_T = \frac{T_{ак} - \Delta T}{T_{ак}} \approx 1 - \frac{\Delta T}{T_0}$$

или

$$\lambda_T \approx \lambda_{вн} \lambda_{кр} \lambda_n \lambda_{T_{\partial p}} \lambda_\varepsilon \lambda_\alpha, \quad (2.35)$$

где коэффициенты подогрева (охлаждения) смеси в процессе наполнения кривошипной камеры определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{вн} &= 1 - \frac{\Delta T_{вн}}{T_0}; & \lambda_{T_{\partial p}} &= 1 - \frac{\Delta T_{\partial p}}{T_0}; & \lambda_{кр} &= 1 - \frac{\Delta T_{кр}}{T_0}; \\ \lambda_\varepsilon &= 1 - \frac{\Delta T_\varepsilon}{T_0}; & \lambda_n &= 1 - \frac{\Delta T_n}{T_0}; & \lambda_\alpha &= 1 - \frac{\Delta T_\alpha}{T_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

При такой записи ошибка в определении величины λ_T по сравнению с (2.34) составляет менее 2 % при практических значениях ΔT , не превышающих 40 К.

Проанализируем отдельные факторы, влияющие на величины, входящие в равенство (2.32).

Горячие стенки впускной системы повышают температуру смеси на ΔT_{en} . Подогрев свежего заряда происходит практически при постоянной температуре стенок для данного режима работы двигателя.

Горячие стенки в кривошипной камере подогревают вновь поступившую смесь на $\Delta T_{кр}$. Подогрев смеси в кривошипной камере двигателя происходит во время процессов впуска и продувки.

Следует заметить, что в расчетах ДВС величины ΔT_{en} и $\Delta T_{кр}$ не разделяют и учитывают их влияние на параметры двигателя величиной подогрева от горячих стенок $\Delta T_{см} = \Delta T_{en} + \Delta T_{кр}$. Величина $\Delta T_{см}$ определяется обычно для номинального режима работы двигателя экспериментальным путем или на основании расчета по теплообмену данного двигателя.

В литературных источниках по экспериментальным данным подогрева свежей смеси приводится температура ΔT_N , которая включает в себя собственно подогрев свежего заряда от горячих стенок $\Delta T_{см}$ и его охлаждение ΔT_{α} вследствие испарения топлива, то есть

$$\Delta T_N = \Delta T_{см} + \Delta T_{\alpha}. \quad (2.37)$$

Частота вращения коленчатого вала n . Повышение n уменьшает ΔT , так как сокращается время соприкосновения горючей смеси с поверхностями полости впуска и кривошипной камеры. Согласно данным [94] температура подогрева изменяется с изменением частоты вращения n по линейному закону и в нашем случае определяется по формуле, записанной в следующем виде

$$\Delta T_n = \Delta T_N \frac{8800 - n}{8800 - n_N}, \quad (2.38)$$

где ΔT_N и n_N — соответственно температура подогрева смеси и частота вращения коленчатого вала при номинальном режиме работы двигателя.

Следует заметить, что данная формула применима для двигателей с $n < 8800 \text{ мин}^{-1}$ в то время, как много современных двухтактных ДВС небольшой мощности имеют частоту вращения 9000 мин^{-1} и выше [72, 95].

Ниже представлена зависимость ΔT от n , полученная путем обработки экспериментальных данных [93],

$$\Delta T_n = \Delta T_N \left(\frac{n_N}{n} \right)^{0,6}. \quad (2.39)$$

График уравнения (2.39) показан на рис. 2.3 (сплошная кривая). Там же приведен график $\Delta T = f(n)$, построенный по формуле (2.38) — пунктирная линия.

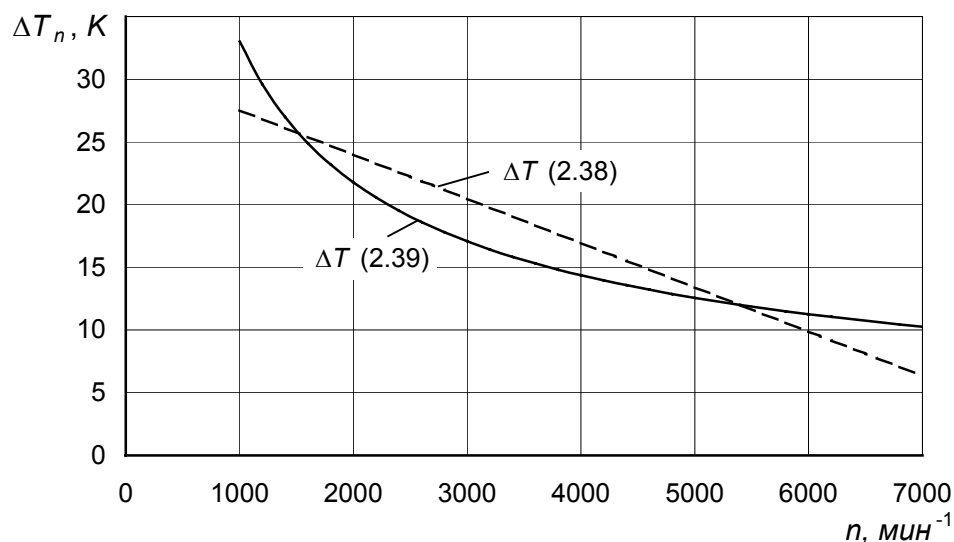


Рис. 2.3. Подогрев смеси ΔT_n в зависимости от частоты вращения n при полностью открытой дроссельной заслонке

Как видно, наибольшая разница в величинах ΔT_n по формулам (2.38) и (2.39) составляет не более 17 %.

Повышение температуры подогрева смеси на величину ΔT_n относительно температуры нагрева ΔT_N на номинальном режиме по мере уменьшения частоты вращения определяется, согласно рис. 2.4, из соотношения

$$\Delta T_n = \Delta T - \Delta T_N$$

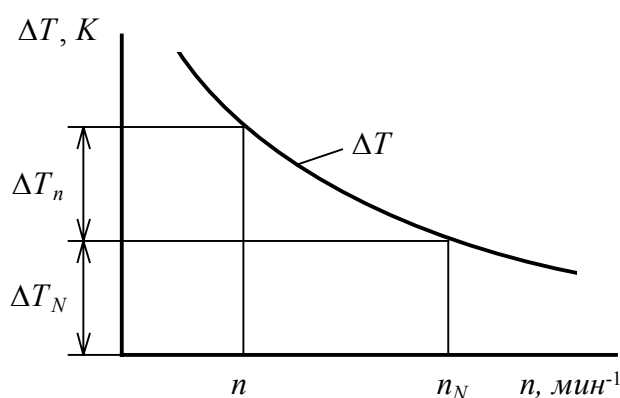


Рис. 2.4. К определению температуры ΔT_n

или с учетом (2.39)

$$\Delta T_n = \Delta T_N \left[\left(\frac{n_N}{n} \right)^{0,6} - 1 \right]. \quad (2.40)$$

Нагрузка двигателя N_e . Одни авторы [96] утверждают, что степень подогрева заряда по мере увеличения нагрузки N_e однозначно повышается. В работе же [97] отмечается, что при изменении нагрузки от нулевой до полной температура внутренних поверхностей стенок повышается всего лишь на 20...30 %. Поэтому можно считать, что температура свежей смеси с ростом N_e может незначительно повыситься или даже снизиться из-за большого количества поступившего заряда.

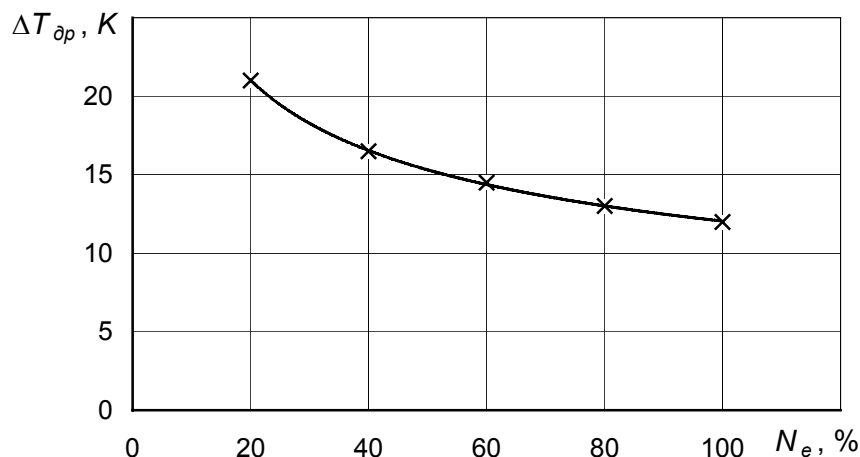


Рис. 2.5. Изменение температуры подогрева $\Delta T_{\delta p}$ в зависимости от нагрузки двигателя N_e [93]

Как следует из рис. 2.5, построенного на основании экспериментальных данных [93], величина подогрева $\Delta T_{\delta p}$ при дросселировании изменяется по следующему закону

$$\Delta T_{\delta p} = \Delta T_N \left(\frac{N_e}{N_{eN}} \right)^{-0,35},$$

где N_{eN} — мощность двигателя при номинальном режиме.

Используя рис. 2.6, можно записать, аналогично (2.40), формулу для величины уменьшения температуры подогрева при снижении нагрузки от максимальной до холостого хода двигателя

$$\Delta T_{\delta p} = \Delta T_N \left[\left(\frac{N_e}{N_{eN}} \right)^{-0,35} - 1 \right]. \quad (2.41)$$

Степень сжатия ϵ_x . С увеличением степени сжатия средняя температура цикла понижается, что приводит к уменьшению теплонапряженности двигателя в целом, а следовательно, и к уменьшению подогрева смеси.

Опытами Г. Рикардо [98] установлено, что изменение теплового состояния карбюраторного двигателя с изменением ϵ связано следующим образом

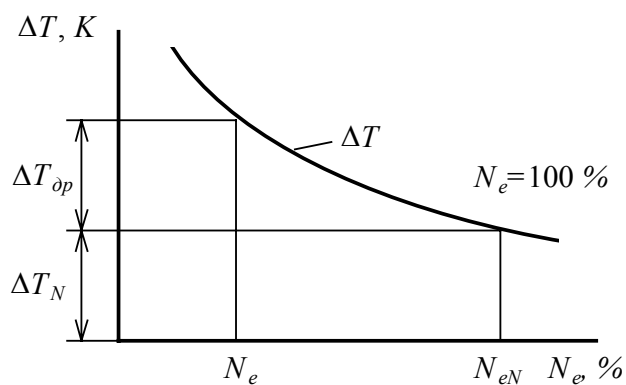


Рис. 2.6. К определению температуры ΔT_{dp}

$$Q_{об} \sim \frac{1}{\varepsilon^{0,22}}.$$

Следовательно, при изменении степени сжатия двигателя от ε до ε_x подогрев горючей смеси изменится в отношении

$$\frac{\Delta T_{\varepsilon}}{\Delta T_N} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \right)^{0,22}. \quad (2.42)$$

На основании рис. 2.7 имеем

$$\Delta T_{\varepsilon} = -(\Delta T_N - \Delta T).$$

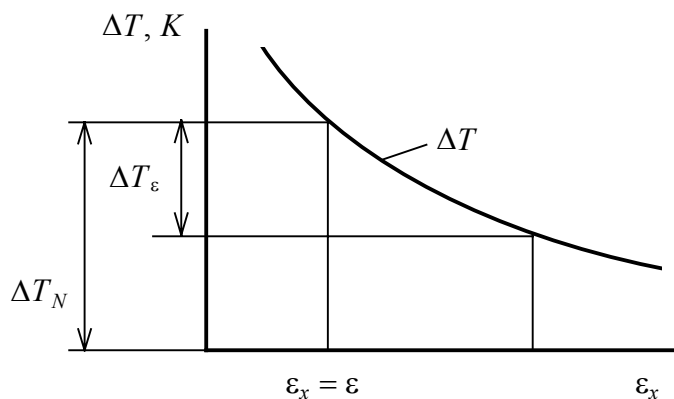


Рис. 2.7. К определению температуры ΔT_{ε}

Используя равенство (2.42), окончательно запишем

$$\Delta T_{\varepsilon} = -\Delta T_N \left[1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \right)^{0,22} \right]. \quad (2.43)$$

Знак минус в этой формуле указывает, что при повышении ε_x свежая смесь охлаждается.

Состав смеси α . В карбюраторном двигателе состав смеси, характеризующий коэффициент избытка воздуха α , изменяется в зависимости от частоты вращения и нагрузки двигателя.

В процессе испарения топлива температура смеси понижается в связи с затратой теплоты топлива и воздуха на парообразование.

Используя формулу [93] для определения величины понижения температуры смеси ΔT_{α} при полном испарения топлива, можно записать для части топлива, испарившейся в процессе наполнения кривошипной камеры, следующее выражение

$$\Delta T_{\alpha} = - \frac{x_m r}{\alpha l_0 c_{pv} + c_T}, \quad (2.44)$$

где x_m — доля испарившегося топлива;

r — скрытая теплота парообразования 1 кг топлива;

c_{pv} — средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

c_T — теплоемкость жидкого топлива.

Для автомобильных бензинов теплота парообразования $r = 250 \dots 290$ кДж/кг [93].

Теплоемкость бензина $c_T = 2,09$ кДж/(кг · К) [92].

Теплоемкость воздуха определяется по формуле [99]

$$c_{pv} = 0,9956 + 0,00009299 t_{cp} \text{ кДж/(кг · К)}. \quad (2.45)$$

Здесь t_{cp} — температура смеси, определяемая как среднее арифметическое между температурами t_0 и $t_{ак}$ соответственно в начале и конце процесса впуска.

В расчетах теплоемкости воздуха можно принять $t_{cp} \approx t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$.

Подобное допущение дает максимальную ошибку в 0,07 % при реально существующей величине подогрева заряда в двухтактных ДВС.

Согласно данным [93] за время процесса впуска часть испарившегося топлива составляет $x_m = 0,6 \dots 0,8$.

Полученные данные позволяют определить, пользуясь соотношениями (2.36), коэффициенты изменения температуры смеси в процессе впуска

$$\left. \begin{aligned} \lambda_n &= 1 - \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[\left(\frac{n_N}{n} \right)^{0,6} - 1 \right]; & \lambda_{T_{др}} &= 1 - \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[\left(\frac{N_e}{N_{eN}} \right)^{-0,35} - 1 \right]; \\ \lambda_\varepsilon &= 1 + \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \right)^{0,22} \right]; & \lambda_\alpha &= 1 + \frac{x_m r}{T_0 (\alpha l_0 c_{p\delta} + c_T)}; \\ \lambda_{\text{вн}} \lambda_{\text{кр}} &= \lambda_{cT} = \lambda_\alpha - \frac{\Delta T_N}{T_0}. \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

Таким образом, результирующий коэффициент подогрева λ_T можно определить, воспользовавшись формулами (2.35) и (2.46).

Коэффициент плотности

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ учитывает как утечки и перетечки свежей топливоздушной смеси в продувочном компрессоре, так и заброс определенного количества продуктов сгорания из цилиндра двигателя в кривошипную камеру.

Влияние утечек и перетечек свежей смеси и заброса продуктов сгорания на производительность продувочного компрессора различно. Поэтому целесообразно рассмотреть их отдельно.

Утечки горючей смеси из кривошипной камеры в окружающую среду происходят через неплотности во впускной системе и неплотности манжетных уплотнений коленчатого вала в процессах сжатия, продувки и расширения в продувочном компрессоре. Кроме того, утечки смеси обуславливаются запаздыванием закрытия впускного окна, а также инерционностью потока и пульсациями

давления во впускном трубопроводе.

Неплотности во впускной системе выражаются зазором между юбкой поршня и цилиндром.

В работе [100] отмечается весьма незначительное уменьшение показателя политропы сжатия при наличии утечек газа через неплотности цилиндра дизельного двигателя СМД-14. Степень сжатия в кривошипной камере на целый порядок ниже, чем в дизельном двигателе. Это дает основание в расчетах не учитывать неплотности во впускной системе.

Поверхности коренных шеек коленчатого вала, по которым работают манжеты, обладают твердостью не менее HRC 45 и имеют шероховатость не более $R_a = 0,16 \dots 0,32$ мкм. Поэтому можно считать, что уплотнения коленчатого вала обеспечивают почти полную герметизацию кривошипной камеры при длительной эксплуатации двигателя.

Следовательно, влиянием утечек через неплотности коленчатого вала на производительность продувочного компрессора также можно пренебречь.

При запаздывании закрытия впускного окна часть смеси выталкивается поршнем через еще не закрытое окно. Это выталкивание смеси из кривошипной камеры во впускной трубопровод и далее в окружающую среду будет происходить до момента закрытия окна. Таким образом, часть смеси, которая всасывается в кривошипную камеру и которая могла бы быть подана в камеру сгорания в процессе продувки, если бы окно закрывалось вовремя, безвозвратно теряется, что приводит к потерям производительности продувочного компрессора.

Данных о величине внешних утечек при запаздывании закрытия впускного окна нет. Утечки можно определить экспериментальным или расчетным путем, однако этот вопрос требует специального рассмотрения.

Перетечки смеси в кривошипной камере заключаются в следующем. При избыточном давлении в кривошипной камере горючая смесь перетекает во впускную систему во время запаздывания закрытия впускного окна. Затем в процессе наполнения следующего цикла, когда в кривошипной камере создается

разрежение, эта часть смеси вновь поступает в кривошипную камеру, уменьшая ее свободный объем и подогревая свежую смесь и тем самым уменьшая ее плотность, что уменьшает производительность продувочного компрессора. Возврат этих перетечек в кривошипную камеру приводит к увеличению объема смеси ΔV (см. рис. 2.1), обусловленного процессом обратного расширения. При этом производительность компрессора, как отмечалось ранее, заметно уменьшается.

Вопрос об определении перетечек в кривошипной камере требует специального исследования и в настоящей работе не рассматривается. Здесь считаем нужным лишь отметить, что относительные перетечки смеси через сопряжение поршень-цилиндр возрастают с увеличением площади щелей в уплотнении и уменьшаются с ростом частоты вращения коленчатого вала, хода поршня и размеров цилиндропоршневой группы.

Заброс продуктов сгорания, прорвавшихся через компрессионные кольца, происходит во время процессов сгорания и расширения в рабочем цилиндре в начале в продувочные каналы через зазоры между поршнем и цилиндром, а затем в кривошипную камеру.

Продукты сгорания занимают место в кривошипной камере и уменьшают тем самым количество всасываемой свежей смеси. Заброс в этом случае как бы увеличивает относительное мертвое пространство и снижает производительность продувочного компрессора. Вследствие того, что в кривошипную камеру забрасываются горячие газы, они подогревают в ней свежую смесь и повышают температуру начала сжатия, что увеличивает индикаторную работу продувочного компрессора.

Утечки и перетечки смеси, а также заброс продуктов сгорания, вызванные неплотностями кривошипной камеры, учитываются, как отмечалось выше, коэффициентом плотности.

Поскольку количество утечек, перетечек и забрасываемых продуктов сгорания зависит от довольно многих взаимосвязанных факторов, точное определение коэффициента плотности расчетным путем весьма затруднительно. Ориенти-

руясь на данные [100, 101], а также используя результаты предварительных исследований, в практических расчетах можно принять

$$\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98.$$

Коэффициент наддува

При циклической работе двигателя возникают во всасывающем патрубке пульсации давления, обусловленные инерционностью потока смеси. В этом случае происходит так называемый газодинамический наддув кривошипной камеры в результате чего количество поступающей свежей смеси увеличивается или уменьшается и производительность продувочного компрессора соответственно изменяется.

Влияние инерционности потока смеси на характеристики продувочного компрессора учитывается в нашем случае коэффициентом наддува $\lambda_{над}$. На радикальное изменение скорости потока смеси во всасывающем канале, а следовательно и на величину коэффициента $\lambda_{над}$, оказывают влияние в основном длина впускного трубопровода, частота вращения коленчатого вала и величина открытия впускного окна. В зависимости от вида связи между этими параметрами, вероятно, будет увеличиваться или уменьшаться коэффициент $\lambda_{над}$ по отношению к $\lambda_{над} = 1$, когда давление впуска $p_{вп}$ во впускной системе постоянно, то есть не изменяется во времени.

Вопросу изучения влияния инерционного наддува на показатели двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой посвящен ряд теоретических и экспериментальных исследований [89, 102, 103, 104, 105, 106]. При расчете двигателя с переменной степенью сжатия мы будем ориентироваться на инерционный наддув только кривошипной камеры.

Если в цилиндре двигателя изменяется степень сжатия, то это приводит к изменению углов открытия и закрытия окон системы газообмена, что сказывается в определенной мере на мощности и экономичности самого двигателя. Это объясняется в основном изменением характера наполнения кривошипной камеры.

Вероятно, между характером изменения давления в кривошипной камере двигателя и изменением скорости потока смеси во впускном окне существует определенная связь. Пульсации давления и скорости имеют волновой характер и распространяются во впускном канале в прямом и обратном направлениях с большой скоростью, близкой к скорости звука. Газодинамические явления во впускном тракте обеспечивают дозарядку (динамический наддув) продувочного компрессора, что позволяет получить дополнительный прирост наполнения цилиндра двигателя.

Метод расчета дозарядки кривошипной камеры

Рассмотрим процесс наполнения кривошипной камеры [107] с учетом газообмена на участке $a_k - a_{кх}$ (см. рис. 2.1). Для данного процесса справедливо равенство

$$G = G_{ак} + G_{доз} , \quad (2.47)$$

где $G_{ак}$ — количество смеси, в продувочном компрессоре в конце процесса наполнения (участок $d - a_k$);

$G_{доз}$ — количество смеси, поступившей через впускное окно от начала дозарядки (точка a_k) до данного момента;

G — количество смеси в продувочном компрессоре в рассматриваемый момент времени.

Очевидно, в момент закрытия впускного окна $G = G_{акх}$.

Коэффициент наддува, учитывающий влияние газодинамических явлений во впускной системе, представляет собой отношение

$$\lambda_{над} = \frac{G}{G_{ак}} = 1 + \frac{G_{доз}}{G_{ак}} . \quad (2.48)$$

Дифференцируя уравнение (2.47), получаем

$$\frac{dG}{dt} = \frac{dG_{доз}}{dt} . \quad (2.49)$$

Соотношение (2.49) показывает, что изменение коэффициента наддува равно прибавлению (дозарядке) свежей смеси в кривошипной камере в период газообмена.

На рис. 2.8 показана схема истечения свежего заряда из впускного трубопровода в кривошипную камеру для случая процесса дозарядки.

При расчете параметров будем рассматривать поток как обратимый адиабатный, то есть течение без трения и без подвода и отвода теплоты. Закон, по которому определяется изменение секундного расхода смеси от давлений, основан на предположении установившегося движения. Такое допущение принято рядом авторов: А. С. Орлин [81], М. Г. Круглов [82], Н. Р. Брилинг [83], В. Т. Цветков [84], Г. Г. Калиш [85], Рингвальд [86] и др.

На приведенной схеме в сечениях 1 – 1 и 2 – 2 показаны параметры состояния свежей смеси соответственно до и после впускного окна.

Скорость истечения смеси w из впускного окна в кривошипную камеру двигателя определяется по известной в газодинамике формуле Сен-Венана, справедливой для докритического режима истечения стационарного потока

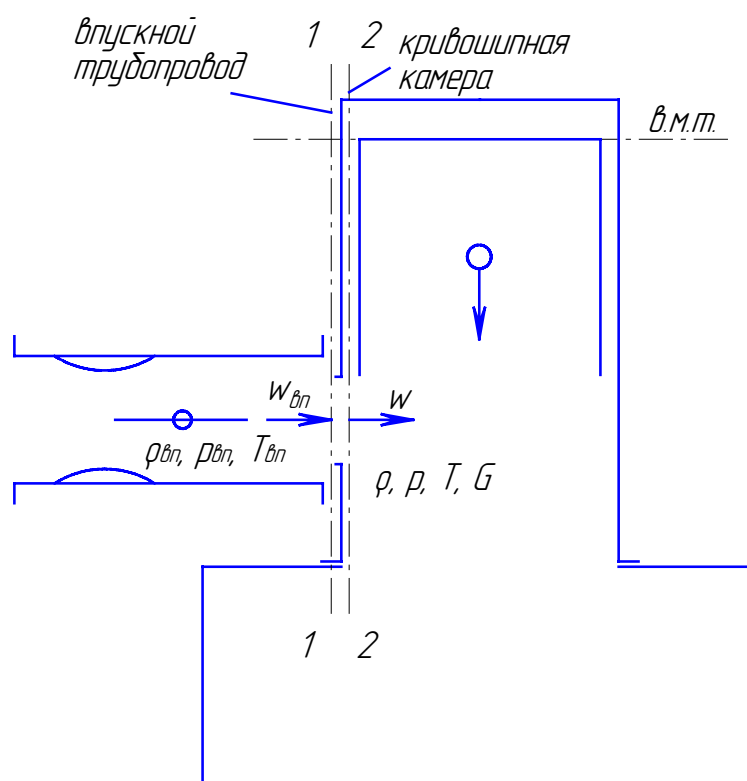


Рис. 2.8. Истечение горючей смеси в кривошипную камеру в процессе дозарядки

$$w = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_{en}}{\rho_{en}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{en}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} + w_{en}^2 \text{ м/с}, \quad (2.50)$$

где p — давление в кривошипной камере в рассматриваемый момент времени;

κ — показатель адиабаты смеси.

Пренебрегая изменением температур на входе в двигатель и во впускном трубопроводе ввиду их незначительной разности, можно принять

$$\rho_{en} = \frac{p_{en}}{R_{см} T_0}. \quad (2.51)$$

Здесь $R_{см}$ — газовая постоянная смеси.

Для бензинового двигателя

$$R_{см} = \frac{1}{1 + \alpha l_0} (R_g \alpha l_0 + R_T), \quad (2.52)$$

где R_g, R_T — газовые постоянные воздуха и паров топлива;

l_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кг возд/кг топл.

В процессе впуска свежего заряда скорость потока перед впускным окном изменяется в широких пределах. Для двухтактных маломощных двигателей средняя скорость смеси во впускном трубопроводе на номинальном режиме находится в пределах 100...130 м/с. Так как мгновенная скорость смеси зависит от инерционных явлений на впуске, параметров впускного трубопровода и т. д. ее определение является вопросом достаточно сложным и требует отдельного исследования.

Следует отметить, что пренебрегать скоростным напором движущейся смеси перед впускным окном нельзя, так как он определяет величину газодинамического наддува и, следовательно, влияет на дозарядку кривошипной камеры.

Анализ индикаторных диаграмм кривошипно-камерного продувочного

компрессора показывает, что благодаря газодинамическому наддуву давление $p_{впн}$, достигаемое в процессе дозарядки (точка a'), выше давления во впускном трубопроводе на величину, близкую скоростному напору потока смеси во впускном трубопроводе.

Исходя из условия сохранения энергии потока смеси скоростной напор может быть заменен эквивалентным пьезометрическим напором и тогда согласно уравнению Бернулли для потока газа постоянной плотности

$$p_{впн} = p_{вп} + \frac{w_{вп}^2 \rho_{вп}}{2}$$

Повышение давления $p_{впн}$ в процессе дозарядки может быть учтено коэффициентом скоростного напора

$$\lambda_w = \frac{p_{впн}}{p_{вп}}. \quad (2.53)$$

Величина λ_w зависит в основном от скоростного режима работы двигателя. По экспериментальным данным методом наименьших квадратов была получена следующая зависимость

$$\lambda_w = 0,2613 \ln(n) - 0,972.$$

Скорость истечения смеси с учетом инерционности может быть определена по формуле

$$w = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_{впн}}{\rho_{вп}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{впн}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.54)$$

Сопоставление результатов расчета скорости истечения смеси по формулам (2.50) и (2.54) показал, что погрешность в определении w в диапазоне давлений и скоростей характерных для исследуемых двигателей не превышает 3%.

Элементарный расход смеси dG через впускное окно за элементарный отрезок времени dt равен

$$dG = \mu_{\text{вн}} F_{\text{вн}x} \rho w dt, \quad (2.55)$$

где $\mu_{\text{вн}}$ — коэффициент истечения (расхода) впускного окна;

$F_{\text{вн}x}$ — площадь проходного сечения впускного окна в рассматриваемый момент времени (см. прил. А.1);

ρ — плотность смеси в кривошипной камере в данный момент времени.

Подставляя в формулу (2.55) вместо скорости w ее значение по формуле (2.54) и имея в виду, что для адиабатного процесса

$$\frac{\rho_{\text{вн}}}{\rho} = \left(\frac{p_{\text{вн}}}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}},$$

найдем секундный расход смеси, поступившей в кривошипную камеру,

$$dG = \mu_{\text{вн}} F_{\text{вн}x} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_{\text{внн}} \rho_{\text{вн}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{внн}}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_{\text{внн}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} dt.$$

Выразим независимую переменную t через угол φ поворота коленчатого вала (в градусах), используя следующую математическую зависимость

$$dt = \frac{d\varphi}{6n} \text{ сек},$$

где n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Тогда изменение массы смеси в кривошипной камере за угол поворота коленчатого вала $d\varphi$ будет

$$dG = \mu_{\text{en}} F_{\text{en}x} \frac{d\varphi}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_{\text{en}} \rho_{\text{en}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{en}}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_{\text{en}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.56)$$

При течении свежего заряда из кривошипной камеры в процессе выталкивания (рис. 2.9) расход смеси за угол поворота коленчатого вала $d\varphi$ будет равен

$$dG' = -\mu_{\text{en}} F_{\text{en}x} \frac{d\varphi}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p \rho \left[\left(\frac{p_{\text{en}}}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{\text{en}}}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (2.57)$$

Зависимость (2.57) после преобразований имеет вид

$$dG' = -\mu_{\text{en}} F_{\text{en}x} \frac{d\varphi}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_{\text{en}} \rho_{\text{en}} \left[\left(\frac{p}{p_{\text{en}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}. \quad (2.58)$$

Масса смеси G в кривошипной камере в некоторый момент времени, предполагая адиабатное изменение состояния газа, равна

$$G = V \rho = V \rho_{\text{en}} \left(\frac{p}{p_{\text{en}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}, \quad (2.59)$$

где V — объем смеси в рассматриваемый момент времени.

Для количества свежего заряда в продувочном компрессоре уравнение состояния в дифференциальной форме имеет вид

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dG}{G} + \frac{dT}{T}, \quad (2.60)$$

где T — температура смеси в кривошипной камере в данный момент времени.

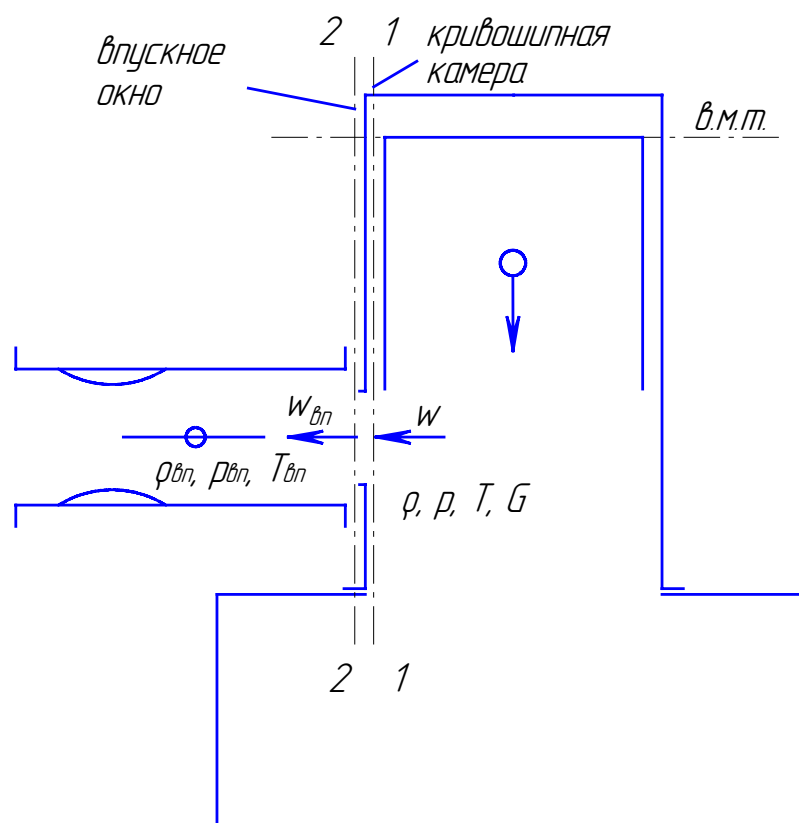


Рис. 2.9. Истечение смеси из кривошипной камеры в процессе выброса

Взаимосвязь p и T в адиабатном процессе выражается соотношением

$$T = \text{const } p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

или в дифференциальной форме

$$\frac{dT}{T} = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{dp}{p}.$$

Тогда выражение (2.60) запишется следующим образом

$$\frac{dp}{p} + \kappa \left(\frac{dV}{V} - \frac{dG}{G} \right) = 0. \quad (2.61)$$

После соответствующих подстановок в формулу (2.61) установленных вы-

ше значений dG и G , dG' и G' , а также значения $p_{енн}$ из соотношения (2.53) получим следующие два дифференциальных уравнения изменения давления в продувочном компрессоре:

для случая течения смеси в кривошипную камеру двигателя

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dV}{V} - \kappa \frac{d\varphi}{V} \mu_{ен} F_{енx} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{\lambda_w p_{ен}}{\rho_{ен}} \left[1 - \left(\frac{p}{\lambda_w p_{ен}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} = 0; \quad (2.62)$$

для случая течения смеси из кривошипной камеры двигателя

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dV}{V} + \kappa \frac{d\varphi}{V} \mu_{ен} F_{енx} \frac{1}{6n} \left(\frac{p}{\lambda_w p_{ен}} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{\lambda_w p_{ен}}{\rho_{ен}} \left[\left(\frac{p}{\lambda_w p_{ен}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} = 0. \quad (2.63)$$

Температура в кривошипной камере двигателя в данный момент времени вычисляется из выражения

$$T = T_{ен} \left(\frac{p}{p_{ен}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (2.64)$$

Объем V однозначно определяется углом φ

$$V = V_{ак} - \frac{V_{hk}}{2} \sigma(\varphi). \quad (2.65)$$

Здесь $\sigma(\varphi)$ — кинематическая функция перемещения поршня

$$\sigma(\varphi) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left(\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right), \quad (2.66)$$

где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

φ — угол поворота кривошипа, отсчитываемый от в.м.т.

Для бесшатунного двигателя с синусоидальным движением поршня, когда

$\lambda = 0$, кинематическая функция имеет вид

$$\sigma(\varphi) = 1 - \cos\varphi. \quad (2.67)$$

При рассмотрении дезаксиальных КШМ кинематическая функция (2.66) должна быть соответствующим образом скорректирована с учетом отличий в кинематике поршня [108, 109].

При определении изменения давления в кривошипной камере считаем, что процесс газообмена начинается с момента начала движения поршня от в. м. т., то есть при угле $\varphi_{ак} = 0$ (рис. 2.10). Конец газообмена соответствует моменту закрытия впускного окна, соответствующему углу $\varphi_{акх}$, который определяется из общеизвестного кинематического соотношения параметров механизма преобразования движения поршня. Так, при перемещении поршня на величину h_x

$$\varphi_{акх} = \pi - \arccos \left(\frac{\lambda + 1 + 2 \frac{h_x}{S} \left(-\lambda - 1 + \frac{h_x}{S} \lambda \right)}{-\lambda - 1 + 2 \frac{h_x}{S} \lambda} \right), \quad (2.68)$$

где h_x — переменная высота впускного окна, зависящая от степени сжатия

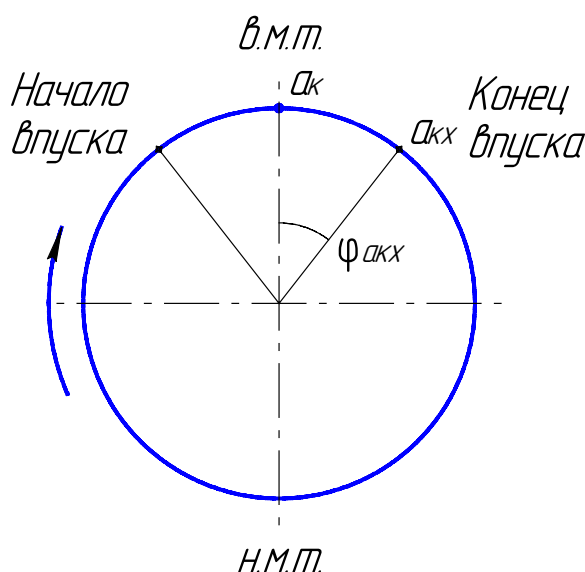


Рис. 2.10. Диаграмма открытия и закрытия впускного окна

ε_x двигателя.

Согласно рис. А.1.1 (см. прил. А.1) переменная высота впускного окна

$$h_x = h_{en} + (S_c - S_{cx}), \quad (2.69)$$

где h_{en} — высота впускного окна, назначаемая заводом-изготовителем и соответствующая номинальной степени сжатия ε .

После соответствующих подстановок из соотношений (2.7) — (2.9) и (2.14) формула (2.69) приобретает следующий вид

$$h_x = h_{en} + S(1 - a_s) \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)}. \quad (2.70)$$

Для определения изменения давления в кривошипной камере предварительно следует задаться давлением в начале дозарядки $p = p_{ак}$ и углом $\varphi = \varphi_{ак} = 0$. Интервал $d\varphi$ можно выбирать в пределах $0,5 \dots 2,5^\circ$ п.к.в.

Анализ индикаторных диаграмм кривошипно-камерного продувочного компрессора показывает, что благодаря газодинамическим явлениям давление в кривошипной камере $p_{ак}$ при положении поршня в в.м.т. (см. рис. 2.1) несколько выше среднеинтегрального давления $p_{a'к}$ в процессе впуска.

Величина давления $p_{ак}$ может быть найдена с помощью коэффициента превышения давления в конце впуска $\lambda_{ак}$

$$p_{ак} = \lambda_{ак} p_{a'к}.$$

Экспериментальные данные, полученные при снятии индикаторных диаграмм давления в кривошипной камере, позволили получить экспериментальную зависимость для $\lambda_{ак}$

$$\lambda_{ак} = 2 \cdot 10^{-8} n^2 + 2 \cdot 10^{-4} n + 0,6771.$$

Очевидно, в момент закрытия впускного окна давление и температура в кривошипной камере будут

$$p = p_{акх}; \quad T = T_{акх}.$$

При численном расчете изменения давления в кривошипной камере последовательно определяются давление, а затем и температура по соответствующим уравнениям (2.62), (2.63) и (2.64) до момента закрытия впускного окна.

В этом случае температура в конце дозарядки $T_{a'}$ определяется из уравнения (2.64), а температура смеси в процессе выталкивания заряда определяется аналогично из уравнения адиабаты

$$T = T_{a'} \left(\frac{p}{p_{a'}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Количество смеси, поступившее в продувочный компрессор только во время газообмена, равно

$$G_{доз} = G_{акх} - G_{ак}, \quad (2.71)$$

где $G_{акх}$ — количество смеси в кривошипной камере в момент закрытия впускного окна, которое можно определить из уравнения состояния при найденных значениях давления $p_{акх}$ и температуры $T_{акх}$

$$G_{акх} = \frac{p_{акх} V_{акх}}{R_{с.м} T_{акх}}. \quad (2.72)$$

Здесь $V_{акх}$ — объем свежего заряда в конце процесса впуска.

Обращаясь к рис. 2.1, запишем

$$V_{акх} = V_{ак} - \Delta V_{др}, \quad (2.73)$$

где $\Delta V_{др} = \frac{\pi D^2}{4} h_x$.

С учетом уравнения (2.70) после необходимых преобразований получим

$$V_{акх} = V_{hk} \left[1 + a_m - a_{en} - (1 - a_e) \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} \right], \quad (2.74)$$

где a_{en} — относительная высота впускного окна, определяемая по формуле

$$a_{en} = \frac{\Delta V_{op}}{V_{hk}} = \frac{h_{en}}{S}. \quad (2.75)$$

Величина объема $V_{акх}$ в момент закрытия впускного окна так же может быть определена из уравнения (2.65) для угла $\varphi_{акх}$.

Величина $G_{ак}$ может быть определена из характеристического уравнения для параметров смеси в точке a_k (см. рис. 2.1)

$$G_{ак} = \frac{p_{ак} V_{ак}}{R_{см} T_{ак}}. \quad (2.76)$$

Объем в конце основного наполнения

$$V_{ак} = V_{hk} + V_m$$

или с учетом (2.19)

$$V_{ак} = V_{hk} (1 + a_m). \quad (2.77)$$

Температура $T_{ак}$ рассчитывается по формуле (2.33).

Таким образом, при известных значениях $G_{акх}$ и $G_{ак}$ может быть получен коэффициент наддува $\lambda_{над}$ из выражения (2.48).

Учитывая то, что количество смеси, поступившее в кривошипную камеру двигателя в процессе газообмена, зависит от геометрических размеров впускного окна, с точки зрения улучшения рабочего процесса двигателя (улучшения наполнения, продувки цилиндра, качества сгорания рабочей смеси), можно считать оптимальной такую величину высоты продувочного окна, а следовательно и $V_{акх}$, при которой достигается максимальная дозарядка $G_{доз max}$. Тогда условие опти-

мальности можно записать в следующем виде

$$\frac{dG}{d\varphi} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{d^2G}{d\varphi^2} < 0.$$

Оптимальная величина объема $V_{акх}$ в момент закрытия впускного окна может быть определена только при численном решении дифференциального уравнения (2.62) и равна $V_{а'}$.

2.2.3. Индикаторные показатели продувочного компрессора

Индикаторная работа

Индикаторную работу продувочного компрессора $L_{ик}$ определим за один оборот коленчатого вала. Очевидно, она равна алгебраической сумме работ процессов, характеризующих соответствующими участками расчетной индикаторной диаграммы (см. рис. 2.1)

$$L_{ик} = L_{ак а'} + L_{а' акх} + L_{а'б} + L_{бм} + L_{mf} + L_{fc} + L_{cd} + L_{dd'} + L_{d' ак}.$$

Анализ работы на участках расчетной индикаторной диаграммы продувочного компрессора (см. прил. А.2) позволяет получить формулу для расчета $L_{ик}$ в следующем виде

$$L_{ик} = \int_{V_{ак}}^{V_{акх}} p dV + p_{ак} V_{hk} \left\{ \begin{array}{l} \lambda_{доз} \frac{1 + a_m - a_{en} + a_{nx} - a_n}{n_{1к} - 1} \left[1 - \left(\varepsilon_{кх} - \frac{a_{en}}{a_m + a_{nx}} \right)^{n_{1к} - 1} \right] - \\ - \lambda_{доз} a_{nx} \left(\varepsilon_{кх} - \frac{a_{en}}{a_m + a_{nx}} \right)^{n_{1к}} + \\ + \frac{a_m + a_{nx}}{n_{2к} - 1} \left[\delta \left(1 + \frac{a_{nx}}{a_m} \right)^{n_{2к} - 1} - \delta^{\frac{1}{n_{2к}}} \right] + \\ + \left[1 + a_m - (a_m + a_{nx}) \delta^{\frac{1}{n_{2к}}} \right] \end{array} \right\}, \quad (2.78)$$

где δ — степень понижения давления, которая характеризует возврат работы, потребляемой продувочным компрессором на сжатие и перемещение смеси, при обратном расширении; определяется из равенства

$$\delta = \frac{P_{np}}{P_{ак}} ; \quad (2.79)$$

$\lambda_{\partial\partial\partial}$ — степень повышения давления в кривошипной камере в процессе дозарядки

$$\lambda_{\partial\partial\partial} = \frac{P_{акк}}{P_{ак}} . \quad (2.80)$$

Среднее индикаторное давление

Для определения среднего индикаторного давления $p_{ик}$ в расчетном цикле продувочного компрессора необходимо разделить уравнение индикаторной работы цикла (2.78) на величину рабочего объема цилиндра V_{hk} . В этом случае с учетом скругления диаграммы будем иметь

$$p_{ик} = \Phi_{ик} \left\{ \frac{\int_{V_{ак}}^{V_{акк}} p dV}{V_{hk}} + p_{ак} \left[\lambda_{\partial\partial\partial} \frac{1 + a_m - a_{en} + a_{nx} - a_n}{n_{1к} - 1} \left[1 - \left(\varepsilon_{кк} - \frac{a_{en}}{a_m + a_{nx}} \right)^{n_{1к} - 1} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \lambda_{\partial\partial\partial} a_{nx} \left(\varepsilon_{кк} - \frac{a_{en}}{a_m + a_{nx}} \right)^{n_{1к}} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{a_m + a_{nx}}{n_{2к} - 1} \left[\delta \left(1 + \frac{a_{nx}}{a_m} \right)^{n_{2к} - 1} - \delta^{\frac{1}{n_{2к}}} \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[1 + a_m - (a_m + a_{nx}) \delta^{\frac{1}{n_{2к}}} \right] \right] \right\}, \quad (2.81)$$

где $\Phi_{ик}$ — коэффициент полноты диаграммы продувочного компрессора.

Расчетная индикаторная диаграмма по своим энергетическим показателям достаточно близко совпадает с диаграммой продувочного компрессора экспери-

ментального двигателя. Получающиеся при таком расчетном цикле отклонения от действительной диаграммы незначительны и, как показал анализ, числовое значение коэффициента полноты диаграммы оказывается близким к единице, которое в расчетах можно принимать

$$\varphi_{ik} = 0,96 \div 1,0.$$

Из полученного уравнения (2.81) очевидно, что среднее индикаторное давление p_{ik} расчетного цикла продувочного компрессора во всех случаях возрастает с повышением степени сжатия $\varepsilon_{кх}$, давления $p_{ак}$ в конце всасывания и степени дозарядки $\lambda_{доз}$ и уменьшается при увеличении степени понижения давления δ .

Индикаторная мощность

Зная величину среднего индикаторного давления p_{ik} , индикаторную мощность N_{ik} , расходующую двигателем на сжатие и перемещение смеси в продувочном компрессоре с учетом возврата энергии при обратном расширении, можно определить по общеизвестному уравнению

$$N_{ik} = \frac{p_{ik} V_{hk} n}{30\tau} \text{ кВт}, \quad (2.82)$$

где p_{ik} в МПа, V_{hk} — л, n — мин⁻¹; τ — число ходов поршня за цикл.

В двухтактном ДВС мощность N_{ik} обычно относят к механическим потерям при определении эффективных показателей двигателя.

2.3. Расчет процессов газообмена двигателя

Основные параметры двигателя определяются исходя из известных соотношений и результатов предварительных экспериментов. В качестве исходных данных для расчета процессов газообмена используются результаты расчета продувочного компрессора, которые учитывают влияние на наполнение кривошипной камеры изменения степени сжатия на частичных нагрузках.

Приведенные ниже формулы получены рядом авторов [93] в предположе-

нии, что процесс продувки протекает при постоянстве давлений и температур как в продувочном компрессоре, так и в выпускном трубопроводе и внутри цилиндра.

Температура смеси, поступающей в цилиндр в начале продувки

$$T_{\kappa} = T_{акх} \left(\frac{P_{\kappa}}{P_{акх}} \right)^{\frac{n_{1\kappa}-1}{n_{1\kappa}}}. \quad (2.83)$$

Температура газов в цилиндре в момент начала открытия выпускного окна

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1}. \quad (2.84)$$

Коэффициент наполнения цилиндра двигателя η'_V , отнесенный к полезной части хода поршня, целесообразно определить через коэффициент полезного действия продувки, который равен

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \gamma_r}, \quad (2.85)$$

где γ_r — коэффициент остаточных газов в цилиндре.

В этом случае коэффициент наполнения цилиндра двигателя [110]

$$\eta'_V = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_x - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \eta_s,$$

где p_a, T_a — давление и температура в цилиндре в начале сжатия (в момент закрытия выпускного окна).

Величина η_s зависит от ряда факторов, как-то: схемы продувки (петлевая, прямоточная и т. д.), гипотезы о смешении продувочной смеси и продуктов сгорания, коэффициента φ_0 и других факторов.

По данным многих исследователей [110, 111, 112, 113, 114] зависимость η_s

$=f(\varphi_0)$ для двухтактных двигателей с петлевой продувкой близка к очистке цилиндра с мгновенным перемешиванием свежей смеси с продуктами сгорания.

Согласно данным, полученным экспериментальным путем проф. Листом [114], для двигателя с поперечной петлевой продувкой к. п. д. продувки может быть определен по формуле

$$\eta_s = (1,21 - 0,1p_k) \left[1 - e^{\frac{\varepsilon_2 - 1}{(\varepsilon_2 - 1)(1 - a_6) + 1} \varphi_0} \right].$$

Зная величину η_s , из уравнения (2.85) можно определить значение коэффициента остаточных газов.

Давление в цилиндре в начале сжатия по величине близко к среднему давлению в цилиндре $p_{ц}$ и ориентировочно принимается [93]

$$p_a = (0,85 \dots 1,00) p_k.$$

Следует, однако, заметить, что в современных быстроходных двигателях с кривошипно-камерной продувкой, согласно экспериментальных исследований и данных [89], с момента закрытия продувочных окон при ходе поршня к в. м. т. наблюдается повышение давления в цилиндре, что свидетельствует о существенном влиянии на p_a газодинамического наддува. В этом случае давление достигает $p_a = 0,11 \dots 0,135$ МПа.

2.4. Процессы сжатия, сгорания и расширения в цилиндре двигателя

Расчет цикла двухтактного двигателя с $\varepsilon_x = \text{var}$ (рис. 2.11) выполняется по методу И. И. Вибе [115] по известным соотношениям. Однако необходимость полнее учитывать влияние степени сжатия требует некоторых уточнений данного метода. В целом расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Полный рабочий объем цилиндра двигателя, полезный рабочий объем

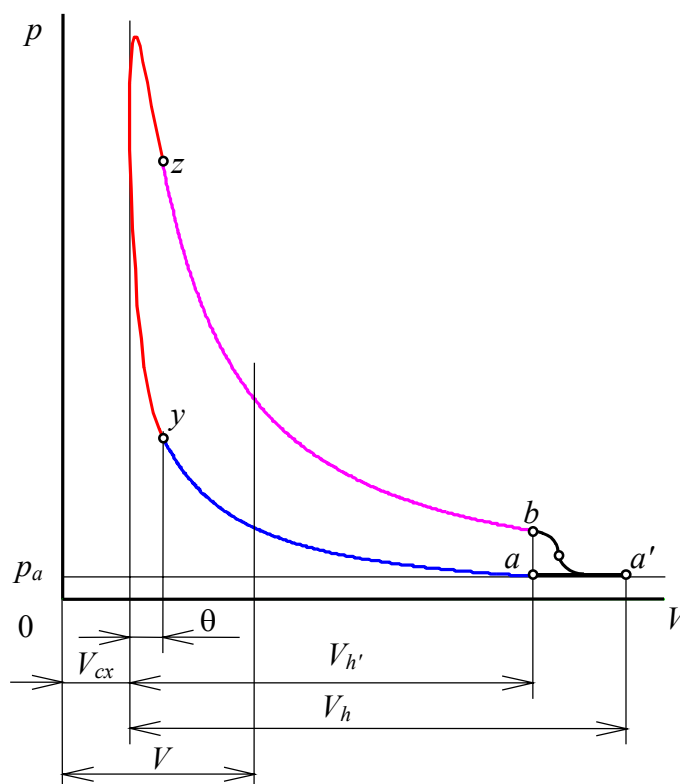


Рис. 2.11. Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

цилиндра и переменный объем камеры сгорания

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad V_{h'} = V_h (1 - a_6), \quad V_{cx} = \frac{V_{h'}}{\varepsilon_x - 1}.$$

2. Текущий объем цилиндра

$$V = V_{cx} + \frac{V_h}{2} \sigma(\varphi).$$

3. Параметры процесса сжатия до момента подачи искры (участок $a - y$) определяются по известным зависимостям для политропного процесса.

4. Параметры процесса сгорания (участок $y - z$) рассчитываются по методу И. И. Вибе [115], с некоторыми уточнениями, позволяющими полнее учесть влияние изменения степени сжатия на процесс сгорания.

В настоящее время большинство методов расчета достаточно точно учитывают только потери теплоты, связанные с недогоранием топлива из-за недостатка кислорода. Потери же теплоты на диссоциацию и потери в стенки камеры сгора-

ния обычно учитываются в процентах по отношению к подведенной в цикле теплоте с помощью коэффициента использования теплоты ξ_z [93, 94, 115, 116, 117, 118]. Такой метод учета тепловых потерь дает достаточно точный результат при правильном выборе коэффициента ξ_z . При этом должно быть учтено влияние различных факторов на реальный процесс сгорания и их тесная взаимосвязь.

На практике это выполнить достаточно сложно, а иногда и невозможно из-за отсутствия достаточного количества экспериментальных данных, например, на режимах частичных нагрузок. Кроме того, учет потерь теплоты с помощью коэффициента ξ_z не отражает в полной мере влияние на процесс сгорания степени сжатия.

Потери теплоты из-за неполноты сгорания топлива и диссоциации могут быть достаточно точно определены по формулам, полученным в [119] на основе термохимических уравнений реакции сгорания углерода и водорода. Таким образом, потери теплоты на 1 кг топлива

$$g_{disc} = 23,581 x_{CO} C + 120,918 y_{H_2} H,$$

где C и H — массовые доли в топливе соответственно углерода и водорода; x_{CO} и y_{H_2} — соответственно часть углерода, сгорающего в CO , и часть водорода, оставшегося в смеси в свободном состоянии.

Коэффициенты y_{H_2} и x_{CO} связаны зависимостью

$$y_{H_2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{1}{x_{CO}} - 1 \right) K_{pw}},$$

где K_{pw} — константа равновесия водяного пара при температуре конца сгорания T_z .

Так как диссоциация наблюдается при абсолютных температурах выше 1500 K [120], количество несгоревшего водорода определим из следующих уравнений:

– при $t < 1500\text{ K}$ и $\alpha < 1$

$$x_{CO}^2 \frac{C}{12} (1 - K_{pw}) + x_{CO} \left[\frac{C}{12} K_{pw} + \frac{H}{2} + 0,42(\alpha - 1)(1 - K_{pw})L_0 \right] + 0,42(\alpha - 1)K_{pw}L_0 = 0;$$

– при $t > 1500^\circ\text{C}$

$$K_{p_{CO_2}} = \frac{9,806 p_z}{\left(\frac{1}{x_{CO}} - 1 \right)^2 \left[1 + \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \alpha L_0}{x_{CO} \frac{C}{24} + \frac{H/4}{1 + \left(\frac{1}{x_{CO}} - 1 \right) K_{pw}} + (\alpha - 1)0,21L_0} \right]}, \quad (2.86)$$

где $K_{p_{CO_2}}$ — константа равновесия диссоциации углекислого газа при температуре T_z .

Константы равновесия $K_{p_{CO_2}}$ и K_{pw} могут быть определены графически или интерполяцией по данным, приведенным в [119].

Уравнение (2.86) может быть решено графическим методом. Современные ПЭВМ позволяют быстро и с достаточной точностью решить данное уравнение численными методами.

При определении потерь теплоты из-за диссоциации и неполноты сгорания топлива следует предварительно задаться значениями p_z и T_z .

Вычисленные в дальнейшем p_z и T_z не должны отличаться от заданных ранее, более чем на 5 %.

Количество подведенной в цикле теплоты

$$H_\alpha = H_u - g_{disc}, \quad (2.87)$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива, определенная по формуле Д. И. Менделеева [94]

Существует ряд экспериментальных зависимостей, которые с той или иной степенью точности позволяют определять среднюю за цикл теплоотдачу в стенки камеры сгорания. При выборе формулы для расчета теплоотдачи в стенки следует учитывать условия ее применимости. Для карбюраторных двигателей потери тепла в стенки за цикл могут быть определены по формуле Н. Ожгихина [97], полученной в удобной форме

$$Q_w = \frac{17,7939 \cdot 10^{-3}}{n} i_u \sqrt{\frac{\alpha}{10}} \left(\frac{S}{D}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{120nV_h \eta_v \rho_k T_k}{288\tau_\partial}\right)^{0,6} \frac{H_\alpha}{\alpha H_u}, \quad (2.88)$$

где i_u — число цилиндров;

τ_∂ — тактность двигателя;

ρ_k — плотность смеси после продувочного компрессора.

Опытами Рикардо [98] установлено, что тепловые потери в стенки цилиндра пропорциональны $\frac{1}{\varepsilon^{0,22}}$.

Таким образом, с учетом изменения степени сжатия потери тепла

$$Q_{cm} = Q_w \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x}\right)^{0,22} \quad (2.89)$$

Так как время, за которое стенки цилиндра воспринимают основное количество тепла, практически равно продолжительности сгорания [121], то для двухтактных двигателей можно с достаточной степенью точности считать, что потери тепла в процессе сгорания равны количеству тепла, отводимому в стенки цилиндра за цикл.

На основании общеизвестных соотношений удельная полезная теплота, отнесенная к одному кг рабочей смеси

$$g_z = \frac{H_\alpha}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha l_0)} - \frac{Q_{cm}}{i_u V_h \rho_r \eta_v (1 + \gamma_r)}. \quad (2.90)$$

Далее расчет процесса сгорания ведется в полном соответствии с методикой, предложенной И. И. Вибе [115], с учетом изменения показателя адиабаты к смеси газов в процессе сгорания.

Расчет температур на отдельных участках процесса сгорания ведется методом последовательных приближений. Количество участков и их величина определяется шагом $\Delta\varphi$. Для обеспечения достаточной точности $\Delta\varphi$ должен быть $0,5 \dots 2,5^\circ$ п.к.в., хотя применение вычислительной техники позволяет значительно снизить значение $\Delta\varphi$.

Далее приведены основные зависимости, необходимые для расчета процесса сгорания.

Доля сгоревшего топлива

$$x = 1 - e^{-C1 \left(\frac{\varphi_z}{\varphi_z}\right)^{m+1}},$$

где $C1 = \ln(1 - x_z)$ — константа;

x_z — доля топлива, сгоревшего за весь процесс сгорания. Для двухтактных двигателей может быть принято 0,95;

φ_z — продолжительность сгорания в $^\circ$ п.к.в.;

φ_z — угол поворота коленчатого вала двигателя с момента подачи искры;

m — показатель характера сгорания.

Текущее значение коэффициента молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = 1 + (\beta_{\max} - 1) x,$$

где β_{\max} — коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси по окончании процесса сгорания.

Показатель адиабаты для продуктов сгорания бензина можно определить по эмпирическим зависимостям [115]:

– для $\alpha \leq 1$

$$\kappa = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) x \right] \frac{1}{T} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) x;$$

– для $\alpha > 1$

$$\kappa = 1,259 + (76,7 + 0,6x) \frac{1}{T} - \left(0,012 + \frac{0,03}{\alpha} \right) x.$$

В пределах температур 750...2800 K приведенные зависимости дают погрешность по сравнению с экспериментальными данными до 0,2 % [115].

Отвлеченная скорость сгорания

$$W_0 = -C1(m+1) \left(\frac{\varphi_x}{\varphi_z} \right)^m e^{C1 \left(\frac{\varphi_z}{\varphi_x} \right)^{m+1}}.$$

Давление в конце i -го участка

$$p_i = \frac{1}{(\psi(\varphi_i))^{k_i}} \left[\frac{(\kappa_i - 1) \varepsilon_x g_z}{V_a \varphi_z} \int_{\varphi_{z_{i-1}}}^{\varphi_{z_i}} \psi(\varphi - \theta)^{k_i - 1} W_0(\varphi) d\varphi + p_{i-1} (\psi(\varphi_{i-1}))^{k_i} \right],$$

где θ — угол опережения зажигания;

V_a — удельный объем смеси в начале сжатия;

$i - 1$ — предыдущий участок;

ψ — кинематическая функция

$$\psi = 1 + \frac{\varepsilon_z - 1}{2} \sigma.$$

Температура в конце i -го участка

$$T_i = \frac{T_y}{p_y \psi(\theta)} \frac{p_i \psi(\varphi_z - \theta)}{\beta_{ср_i}},$$

где $\beta_{ср_i}$ — среднее на i -ом участке значение коэффициента молекулярного

изменения смеси.

Работа газов в процессе сгорания может быть получена интегрированием методом трапеций или методом Симпсона

$$L_{yz} = \int_{V_y}^{V_z} p dV .$$

7. Параметры процесса расширения после сгорания (участок $z - e$) определяются по известным зависимостям для политропного процесса.

2.5. Индикаторные и эффективные параметры цикла

8. Индикаторная полезная работа цикла

$$L_i = L_{ay} + L_{yz} + L_{ze} \quad \text{МДж},$$

где L_{ay} , L_{yz} и L_{ze} — работа газов на соответствующих участках индикаторной диаграммы.

9. Среднее индикаторное давление в цилиндре двигателя

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \varphi_i ,$$

где φ_i — коэффициент полноты диаграммы.

10. Индикаторные и эффективные показатели определяются по известным зависимостям. Исключение составляет определение механических потерь в двигателе.

Так как регулирование ε_x и изменение режима работы двигателя влияют на работу продувочного компрессора, механические потери могут быть разделены на потери, связанные с работой сил трения, и затраты на работу продувочного компрессора. В таком случае механический к.п.д.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{mp} + P_{ik}}{P_i}.$$

Здесь среднее давление потерь на трение, МПа

$$P_{mp} = a + vC_m,$$

где $a = 0,03 \dots 0,05$; $v = 0,0035 \dots 0,6$ [122];

C_m — скорость поршня, м/с.

В случае, если известно среднее давление механических потерь $P_m = P_{mp} + P_{ik}$ для номинального режима работы двигателя, на частичных режимах его можно определить по экспериментальным зависимостям, полученным для экспериментальных образцов исследуемого двигателя (см. пункт 4.3.2).

2.6. Выводы по разделу

В результате проведенных теоретических исследований двухтактного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия получены следующие результаты.

1. Разработана методика расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора при переменной степени сжатия в цилиндре двухтактного бензинового двигателя, в ходе которой были получены:

- расчетная индикаторная диаграмма продувочного компрессора на основе предварительно снятых экспериментальных индикаторных диаграмм давлений в кривошипной камере двигателя;

- аналитические зависимости для параметров рабочего процесса продувочного компрессора при различных нагрузочных и скоростных режимах работы двигателя: коэффициента наполнения кривошипной камеры, потерь давления во впускном трубопроводе, температуры подогрева свежего заряда, дозарядки кривошипной камеры в период газообмена;

- взаимосвязь степени сжатия в продувочном компрессоре с переменной степенью сжатия в цилиндре двигателя;

– дифференциальные уравнения изменения давления в кривошипной камере, а также формулы для определения текущих значений температуры и объема в продувочном компрессоре классического и бесшатунного двигателей;

– уравнения индикаторных параметров продувочного компрессора.

2. При теоретических исследованиях продувочного компрессора и двигателя в целом определены рациональные величины параметров рабочего процесса таких, как показатели политроп сжатия и расширения, давления на впуске и в начале сжатия и др.

3. Полученные аналитические зависимости позволяют оценить влияние регулирования степени сжатия на мощностные и экономические показатели двигателя в условиях переменных режимов, а также могут быть использованы для практических расчетов ДВС.

4. Расчет двухтактного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия автоматизирован с помощью ПЭВМ. Программа расчета выполнена в среде MathCAD и позволяет легко модифицировать и усовершенствовать методику расчета.

РАЗДЕЛ 3

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Цель и задачи эксперимента

Целью экспериментальных исследований являлось подтверждение результатов теоретических исследований влияния степени сжатия на рабочие процессы двухтактных бензиновых двигателей с кривошипно-камерной продувкой, экспериментальная проверка адекватности разработанной методики, выяснение комплексного влияния степени сжатия и других факторов, зависящих от ε_x , на мощность, топливную экономичность и эмиссию токсичных компонентов с отработавшими газами, а также получение дополнительной информации для осуществления расчетно-экспериментального исследования.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- создание экспериментальных двигателей с переменной степенью сжатия;
- снятие нагрузочных характеристик, а также регулировочных характеристик по углу опережения зажигания и составу смеси при различных степенях сжатия;
- снятие индикаторных диаграмм изменения давления в цилиндре и в кривошипной камере при различных степенях сжатия и на различных режимах работы двигателя.

3.2. Экспериментальные двигатели

Экспериментальные исследования проводились на двух экспериментальных двигателях, имеющих различные механизмы преобразования движения поршня: кривошипно-шатунный механизм (КШМ) и кривошипно-кулисный механизм (ККМ). Экспериментальный образец с КШМ создан на базе двигателя

бензопилы «Тайга – 214» (Россия), а двигатель с ККМ — на базе опытного бесшатунного двигателя, созданного в АДИ ДонНТУ [72].

Внешний вид экспериментальных двигателей приведен на рис. 3.1.

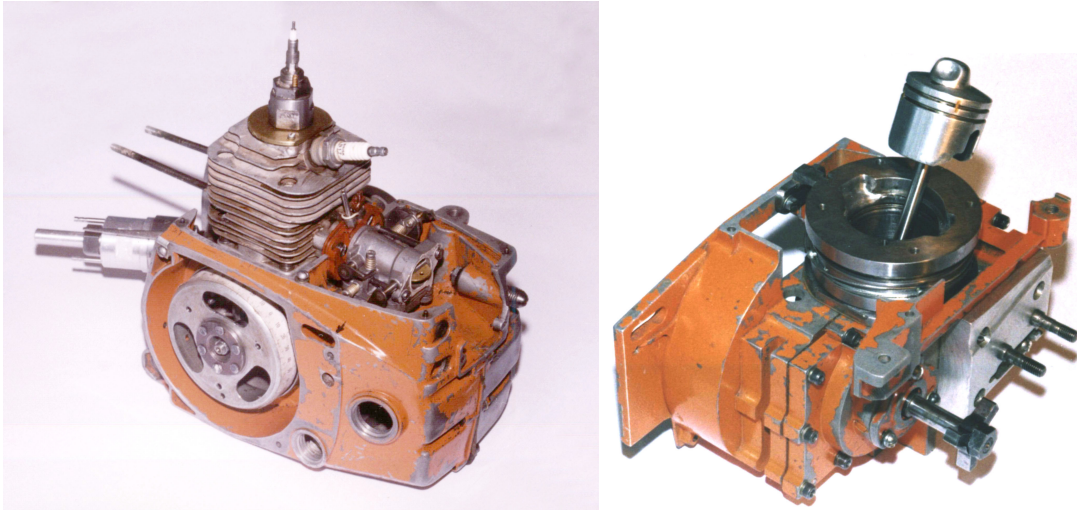


Рис. 3.1. Экспериментальные образцы двухтактных ДВС:

а) двигатель с КШМ; б) двигатель с ККМ

Технические характеристики двигателей приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

Технические характеристики экспериментальных двигателей

Наименование	Двигатель с ККМ	Двигатель с КШМ
Тип двигателя	Одноцилиндровый, двухтактный, карбюраторный	
Рабочий объем цилиндра, $см^3$	75	75
Диаметр цилиндра, $мм$	50	50
Ход поршня, $мм$	38	38
Степень сжатия	от 6 до 17,5	от 6 до 17,2
Мощность двигателя, $кВт$	2,5	2,4
Частота вращения при максимальной мощности, $мин^{-1}$	7000	7000
Расход топлива при максимальной мощности, $г/кВт \cdot ч$	610	633
Топливо	Смесь автомобильного бензина А-76 или А-80 с маслом АЗМОЛ Старт-2т в пропорции 40:1 по объему	
Карбюратор	Бесплоплавковый мембранный с топливным насосом КМП-100Т214	
Смазка	Маслом в примеси к топливу	
Охлаждение цилиндра	Воздушное, принудительное	

Наименование	Двигатель с ККМ	Двигатель с КШМ
Зажигание	Бесконтактное (на базе коммутатора 3640.3734)	
Свеча зажигания	Brisk N17	
Опережение зажигания	Регулируемое	
Запуск двигателя	Тормозным устройством стенда	

Для обеспечения возможности увеличения степени сжатия свыше 7 поршни двигателей были модернизированы. На них были установлены дополнительные вытеснители, которые изготавливались литьем.

Для изготовления литейной формы камера сгорания цилиндра проливалась воском через отверстие для датчика давления. При этом поршень находился в цилиндре в положении в.м.т. для максимальной степени сжатия. Воздух при проливке выходил из цилиндра через свечное отверстие. В результате была получена восковая отливка формы камеры сгорания. После обработки отливки и придания ее поверхности наиболее целесообразной, на наш взгляд, формы изготавливалась полупостоянная литейная форма.

Крепление вытеснителя осуществлялось тремя винтами из алюминиевого сплава, которые для надежности приваривались к вытеснителю электродуговой сваркой в среде аргона. Проведенные испытания показали достаточную надежность такого типа крепления. После закрепления вытеснителя на поршне его поверхность полировалась.

Изначально был изготовлен вытеснитель с полусферической выемкой и максимально возможным по конструктивным соображениям объемом. Установка такого вытеснителя позволяла получить степень сжатия в двигателе более 21. Однако для полученной камеры сгорания теплоотвод от поверхности вытеснителя был неудовлетворительным. Это приводило к перегреву двигателя и появлению калильного зажигания. В процессе предварительных экспериментов произошло выгорание части вытеснителя. Вытеснитель был заменен новым.

Для предотвращения калильного зажигания были приняты меры по снижению теплонапряженности вытеснителя. Для этого вытеснитель был уменьшен по высоте, что позволило получить лучшую форму камеры сгорания. Кроме того,

качественный теплоотвод обеспечивался следующими мероприятиями. Во-первых, вытеснитель отливался из того же алюминиевого сплава, что и поршень. Во-вторых, притиранием опорной поверхности вытеснителя к днищу поршня была обеспечена максимальная площадь их соприкосновения.

На рис. 3.2 показана фотография поршня с вытеснителем.

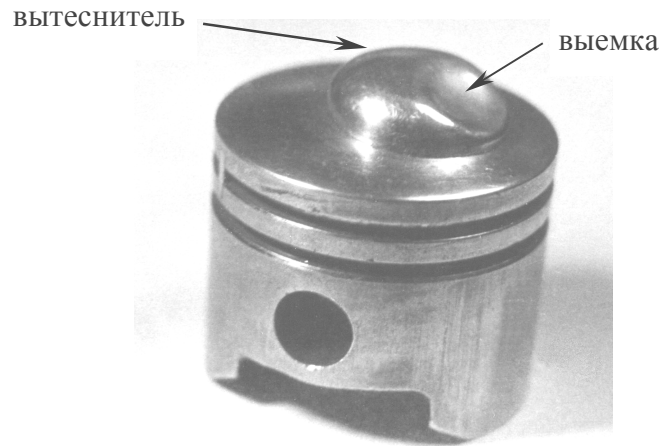


Рис. 3.2. Поршень с вытеснителем

Таким образом, был получен поршень, позволяющий осуществлять работу двигателя при степенях сжатия $\varepsilon = 6 \dots 17,2$.

Изменение степени сжатия в ДВС с КШМ осуществлялось путем установки между картером и цилиндром прокладок различной толщины.

Второй экспериментальный образец представлял собой модернизированный бесшатунный двигатель с ККМ, созданный в АДИ ДонНТУ на базе серийного двигателя мотопилы «Тайга-214».

На рис. 3.3 показана конструктивная схема бесшатунного двигателя с переменной степенью сжатия.

При модернизации бесшатунного двигателя был в удлиннен шток 2, соединяющий поршень 1 с кулисой 3, установлен вытеснитель 4 на поршень и установлено дополнительное устройство, позволяющее изменять степень сжатия [123, 124].

Регулирование степени сжатия осуществляется перемещением цилиндра 5 путем поворота опорной гайки 6 с дифференциальной резьбой. В опорную гайку с одной стороны ввинчена верхняя проставка 7, жестко соединенная с цилиндром

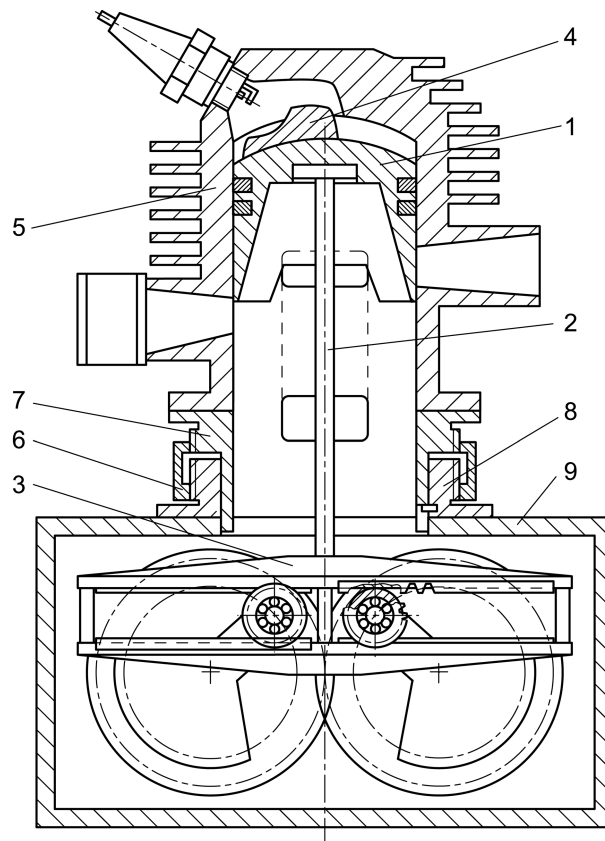


Рис. 3.3. Конструктивная схема бесшатунного двигателя с переменной степенью сжатия

двигателя, а с другой стороны — нижняя проставка 8, которая жестко соединена с картером 9. В отличие от известных конструкций изменения степени сжатия, данная конструкция является наиболее простой, что и предопределило ее применение в экспериментальном двигателе с $\epsilon_x = \text{var}$.

3.3. Методика проведения экспериментальных исследований и испытательное оборудование

3.3.1. Методика испытаний

Исследования двигателей велись в соответствии с общей методикой испытаний ДВС, включающей отладку, холодную и горячую обкатки и снятие характеристик.

Частные методики испытаний разработаны с целью исследования влияния на рабочий процесс степени сжатия. Они представляют собой совместное снятие

характеристик двигателя и индицирование давлений в цилиндре и кривошипной камере, а также исследование характеристик процесса сгорания и определение токсичности отработавших газов.

Опыты проводились в исследовательской лаборатории ДВС автомобильно-дорожного института ДонНТУ на созданном для этих целей стенде.

3.3.1.1. Снятие характеристик двигателей

Внешняя скоростная и нагрузочная характеристики, а также регулировочные характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания снимались в соответствии с требованиями и методикой стендовых испытаний двигателей бензиномоторных пил [125], а также с учетом требований и методики стендовых испытаний автомобильных двигателей [126]. В процессе снятия характеристик одновременно проводилось индицирование давлений в кривошипной камере и цилиндре двигателя. При работе двигателя по нагрузочной характеристике все замеры выполнялись на установившемся режиме, контролируемом по температуре остаточных газов.

При этом двигатель работал от бесконтактной системы зажигания при оптимальном угле опережения зажигания. На номинальном режиме оптимальный угол опережения зажигания составлял 28° п.к.в.

Значения нагрузки оценивались по величине крутящего момента с помощью весового устройства.

В ходе экспериментов измерялись такие основные параметры, как:

- давление окружающей среды;
- температура окружающего воздуха;
- относительная влажность;
- расход топлива;
- расход воздуха;
- частота вращения коленчатого вала;
- показание весового механизма тормоза;
- температура под свечой;

- температура отработавших газов;
- разрежение во впускном трубопроводе;
- угол опережения зажигания;
- степень сжатия;
- содержание в отработавших газах CO , CO_2 , CH , NO_x .

Кроме этого проводилась запись индикаторной диаграммы.

Ниже в табл. 3.2 представлены приборы и точность измерений при стендовых испытаниях двигателей. Там же указаны допустимые погрешности измерения параметров, устанавливаемые стандартом России [125] для испытания бензиномоторных пил, который разработан в соответствии с требованиями аналогичных международных стандартов ISO и стандарта СССР на стендовые испытания автомобильных двигателей [126].

Таблица 3.2

Приборы и точность измерений параметров двигателей

№ п/п	Измеряемая величина, размерность	Наименование прибора	Точность измерений		
			с помощью прибора	по ГОСТ 18516-92 [125]	по ГОСТ 14846-81 [126]
1.	Частота вращения вала двигателя, мин^{-1}	Суммарный счетчик оборотов с цифровым прибором ЧЗ-33	$\pm 0,1\%$	$\pm 2\%$	$\pm 0,5\%$
2.	Крутящий момент на выходном валу двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}$	Измеритель крутящего момента с весовым устройством RAPIDO	$\pm 0,5\%$	$\pm 2\%$	$\pm 0,5\%$
3.	Расход топлива, $\text{кг}/\text{ч}$	Расходомер топлива	$\pm 0,5\%$	$\pm 3\%$	$\pm 1\%$
4.	Расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$	Расходомер воздуха с газовым счетчиком G10PJI	$\pm 1\%$	не регламентируется	$\pm 2\%$
5.	Температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$	Термометр сопротивления	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ ($\pm 1,5\%$)	$\pm 2^{\circ}\text{C}$	$\pm 1^{\circ}\text{C}$
6.	Температура отработавших газов, $^{\circ}\text{C}$	ХА-термопара и прибор МПЩПр – 54	$\pm 10^{\circ}\text{C}$	не регламентируется	$\pm 20^{\circ}\text{C}$
7.	Температура под свечой, $^{\circ}\text{C}$	ХА-термопара и прибор МПЩПр – 54М	$\pm 5^{\circ}\text{C}$	$\pm 5^{\circ}\text{C}$	не регламентируется
8.	Барометрическое давление, кПа	Барометр-анероид	$\pm 100 \text{ Па}$ ($\pm 0,75$ мм рт. ст.)	± 2 мм рт. ст.	$\pm 200 \text{ Па}$ ($\pm 1,5$ мм рт. ст.)

№ п/п	Измеряемая величина, размерность	Наименование прибора	Точность измерений		
			с помощью прибора	по ГОСТ 18516-92 [125]	по ГОСТ 14846-81 [126]
9.	Относительная влажность, %	Аспирационный психрометр		не регламентируется	не регламентируется
10.	Разрежение во впускном трубопроводе	Вакуумметр	$\pm 1\%$	не регламентируется	$\pm 1\%$
11.	Угол опережения зажигания, ° <i>п.к.в.</i>	Стробоскоп СШ-2	$\pm 0,5^\circ$ <i>п.к.в.</i>	не регламентируется	$\pm 1^\circ$ <i>п.к.в.</i>

Карбюратор КМП-100Т214, в отличие от карбюраторов транспортных средств имеет только две системы: главную дозирующую и систему холостого хода. Эти системы обеспечивают нормальную работу двигателя на холостом ходу и на номинальном режиме. Для получения информации о поведении двигателя на частичных нагрузках и различных скоростных режимах при регулировании степени сжатия осуществлялась регулировка систем карбюратора на мощностной состав смеси для каждого скоростного режима и степени сжатия.

Изменение угла опережения зажигания осуществлялось изменением положения датчика Холла. Угол устанавливался оптимальным на всех режимах в соответствии с показаниями весового устройства. В некоторых случаях для предотвращения детонации устанавливалось позднее зажигание.

3.3.1.2. Индицирование

Индицирование двигателей ставило своей целью определить среднее индикаторное давление и, следовательно, индикаторную мощность, оценить особенности рабочего процесса, а также определить механические потери на трение, жесткость работы, температуру рабочего тела и т. д.

Для индицирования давлений использовался специальный пьезоэлектрический измерительный прибор РМ-4 фирмы RFT (бывшая ГДР) и плата АЦП производства L-Card L154(A), установленная в ПЭВМ. Технические характеристики платы АЦП приведены в приложении Б.

Измерение давлений осуществлялось с помощью пьезоэлектрических дат-

чиков PD 100/14-2 (0...5,0 МПа) и PDH 5/18-2 (0...0,5 МПа) фирмы RFT.

Датчик 1 низкого давления PDH 5/18-2 устанавливался в кривошипной (компрессорной) камере в ее средней части (рис. 3.4). Для замера давления в цилиндре (тепловой камере) датчик 2 высокого давления PD 100/14-2 устанавливался в головке цилиндра в выполненное под него резьбовое отверстие.

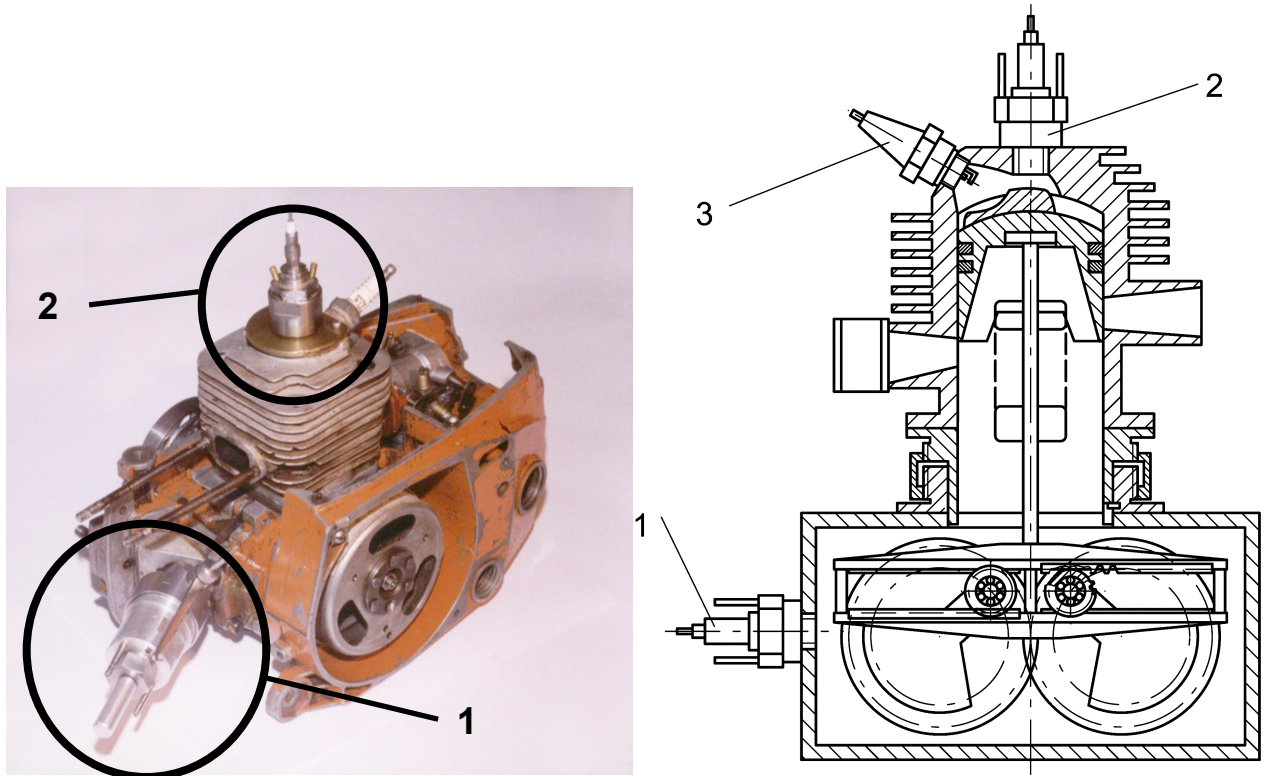


Рис. 3.4. Места установки пьезоэлектрических датчиков давления:

a — в классическом двигателе; *б* — в бесшатунном двигателе; 1, 2 — датчики давления;
3 — свеча зажигания

Тарировка датчиков давления производилась статическим способом.

Для вывода результатов индицирования на ПЭВП использовалось специально написанное для этих целей программное обеспечение, которое позволяет:

- визуализировать процесс изменения давления в цилиндре;
- записывать массив давлений и углов поворота коленчатого вала в файл:
 - а) непрерывно;
 - б) заданное количество циклов;
 - в) одиночный цикл;
- учитывать нелинейность характеристики датчика.

Дальнейшая обработка индикаторных диаграмм велась в среде MathCAD.

3.3.1.3. Измерение токсичности отработавших газов

Определение токсичности отработавших газов проводилось на различных скоростных и нагрузочных режимах.

Для определения токсичности отработавших газов применялся газоанализатор Bosch ETT 008.71 (рис. 3.5), использующий для определения содержания монооксида углерода (CO), оксида углерода (CO_2) и углеводородов (CH) метод недисперсной инфракрасной спектроскопии (NDIR). Содержание оксидов азота (NO_x) и свободного кислорода (O_2) определялось с помощью электрохимических датчиков.

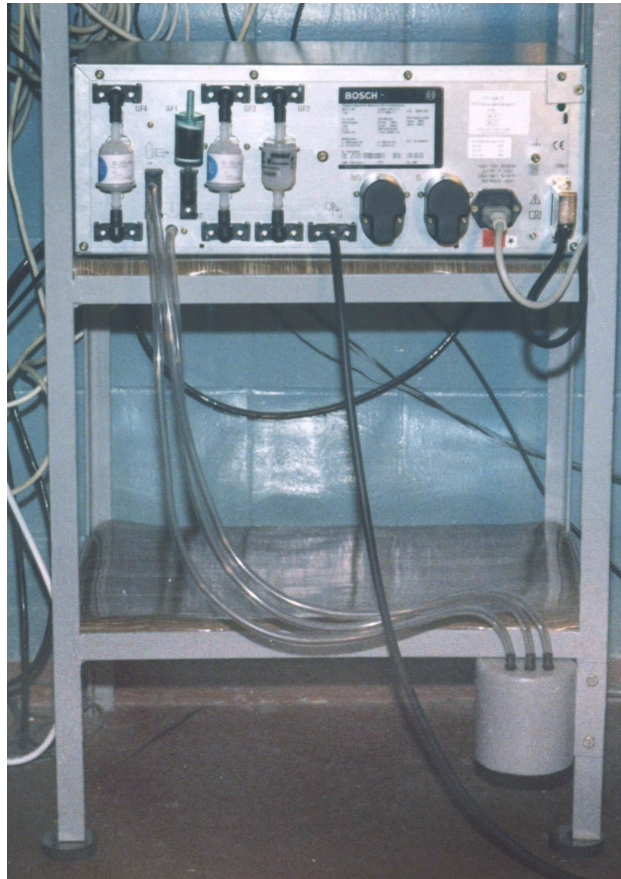


Рис. 3.5. Газоанализатор Bosch ETT 008.71

Некоторые характеристики газоанализатора Bosch ETT 008.71 приведены в табл.3.3.

Таблица 3.3

Некоторые характеристики газоанализатора Bosch ЕТТ 008.71

№ п/п	Измеряемый компонент	Условное обозначение	Диапазон измерений	Разрешение	Погрешность измерения
1.	Содержание монооксида углерода, % объема	CO	0...10	$\pm 0,001$	не более 5% при измерении в течение 15 с.
2.	Содержание оксида углерода, % объема	CO_2	0...18	$\pm 0,01$	
3.	Содержание углеводородов, ppm	CH	0...9999	$\pm 1,0$	
4.	Содержание оксидов азота, ppm	NO_x	0...5000	$\pm 1,0$	

Токсичность отработавших газов определялась непрерывно путем отбора газов из выпускного трубопровода.

Известно, что точность измерения некоторых токсичных компонентов зависит от наличия в отработавших газах паров воды [127]. Преждевременная же конденсация паров приводит к потере части NO_2 [127, 128]. Для обеспечения непрерывного контроля температуры отбираемых газов и снижения при этом погрешности измерений были изготовлены газоотборные зонды (рис. 3.6), в которые, установлены хромель-алюмелевые термопары. Конструкция и способ установки зондов [128] обеспечивали репрезентативность отбираемых проб газа. На входе в газоанализатор был установлен полупроводниковый датчик температуры.

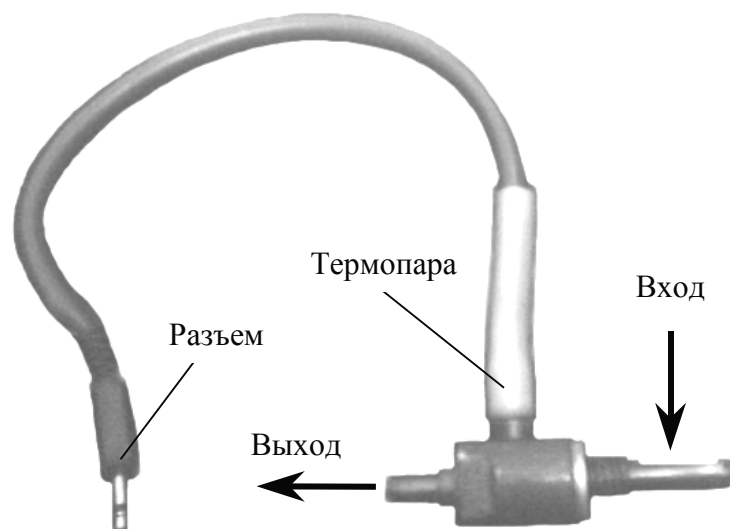


Рис. 3.6. Газоотборный зонд с вмонтированной термопарой

Размещение газоотборных зондов в выпускном трубопроводе показано на рис. 3.7.

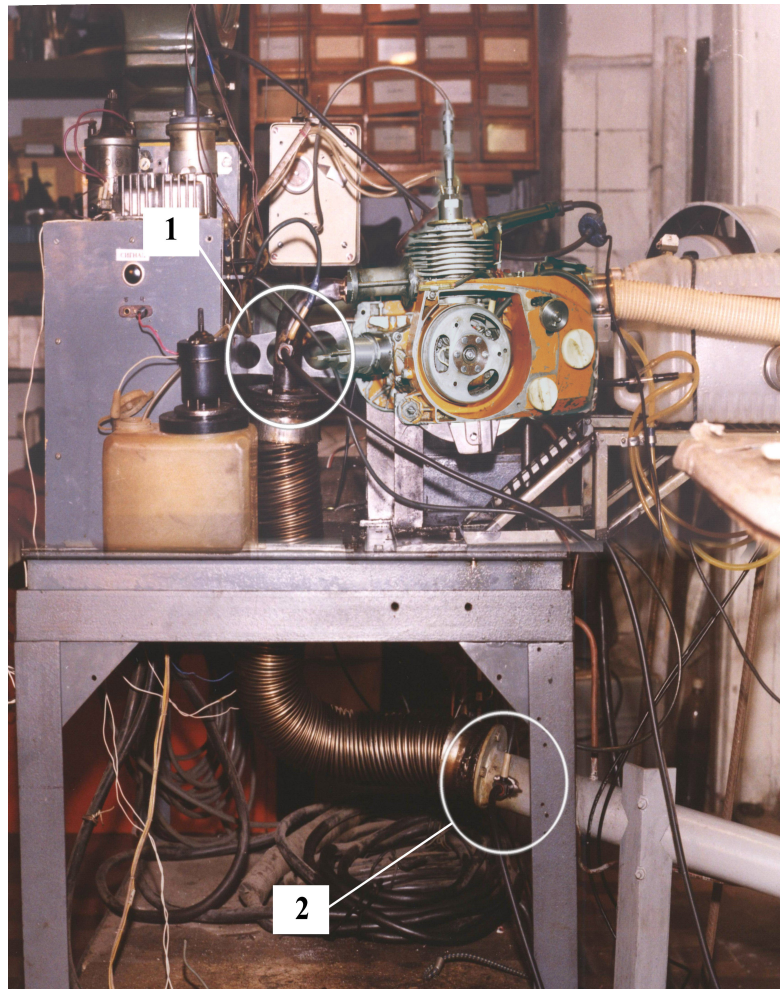


Рис. 3.7. Места установки газоотборных зондов

Отбор проб выполнялся из зонда 1, установленного ближе к двигателю. В случае, если температура отработавших газов в этом зонде превышала 200...250 °С, отбор проб производился из зонда 2, расположенного дальше от двигателя. Температура отработавших газов на входе в газоанализатор не опускалась ниже 60...70°С.

Для обеспечения требуемой точности при измерении *СН* и устранения влияния на результаты измерений загрязнения газоотборного зонда на входе в зонд устанавливался фильтр грубой очистки, а после каждого измерения осуществлялась продувка газоотборного зонда встречным потоком сжатого воздуха в течении 15...20 с. Это обеспечивало смыв осадков масла в зонде в систему отво-

да отработавших газов. Одновременно с этим газоанализатор осуществлял прокачку своих внутренних полостей и фильтров. Анализ газов продолжался при условии наличия остаточного количества CH не более $20 ppm$. В случае, когда достичь необходимого снижения CH не удавалось, а также после каждой серии измерений, осуществлялась продувка сжатым воздухом фильтров газоанализатора и газоотборного зонда. При чрезмерном загрязнении фильтров производилась их замена.

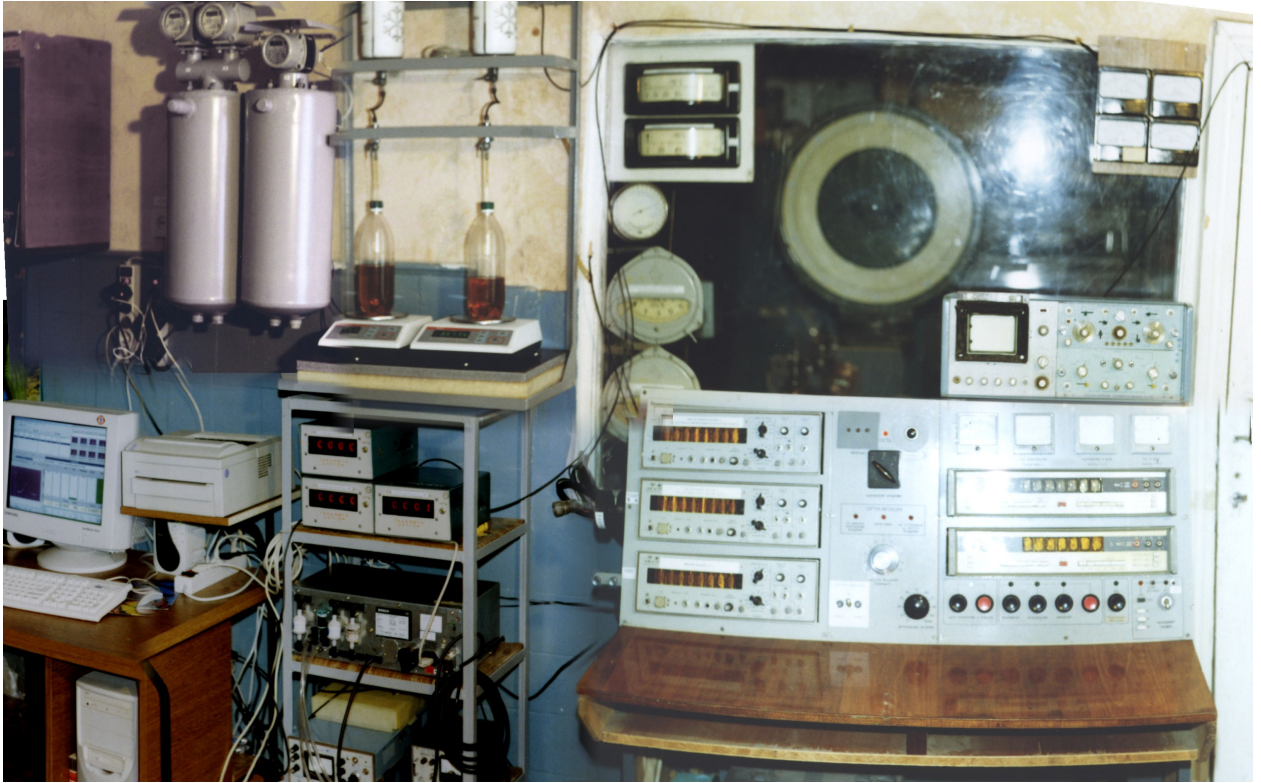
3.3.2. Испытательный стенд

Испытания исследуемых двигателей проводились на стенде, разработанном в автомобильно-дорожном институте ДонНТУ [72]. Этот стенд предназначен для доводки и испытания двигателей, имеющих мощность до $6 кВт$ и частоту вращения до 11000 мин^{-1} .

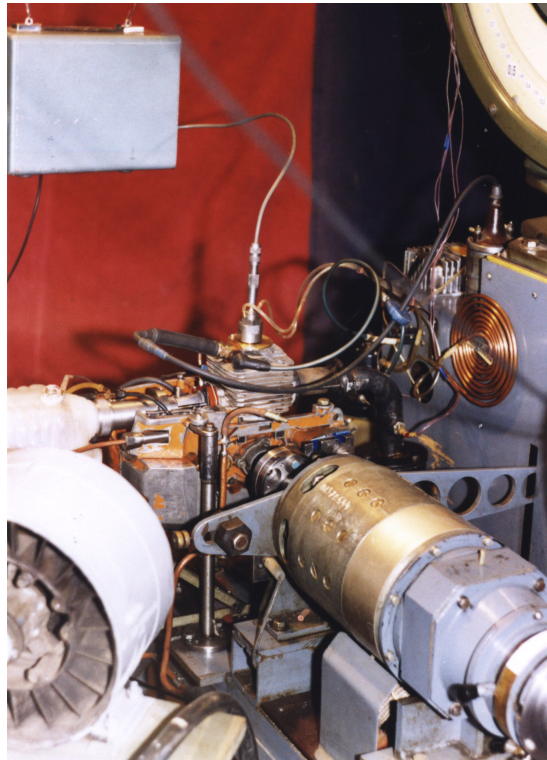
Для проведения исследований стенд был модернизирован с учетом поставленных задач, в результате чего он имеет ряд особенностей:

- возможность одновременного индицирования давлений в цилиндре двигателя и кривошипной камере;
- стенд оснащен устройством для изменения угла опережения зажигания от 60° до в.м.т. до 50° после в.м.т.;
- измерение расхода топлива происходит в полностью автоматизированном режиме;
- информация об измеряемых величинах выводится на ПЭВМ;
- управление двигателем во время испытаний осуществляется дистанционно с пульта управления стендом.

Стенд оборудован различными системами, устройствами и приборами, обеспечивающими работу двигателя и измерение его показателей в соответствии с ГОСТами на испытание маломощных ДВС. Внешний вид стенда показан на рис. 3.8, а его принципиальная схема — на рис. 3.9.



a)



б)

Рис. 3.8. Общий вид испытательного стенда:

a — пульт управления и измерительные приборы стенда; *б* — тормозное устройство стенда

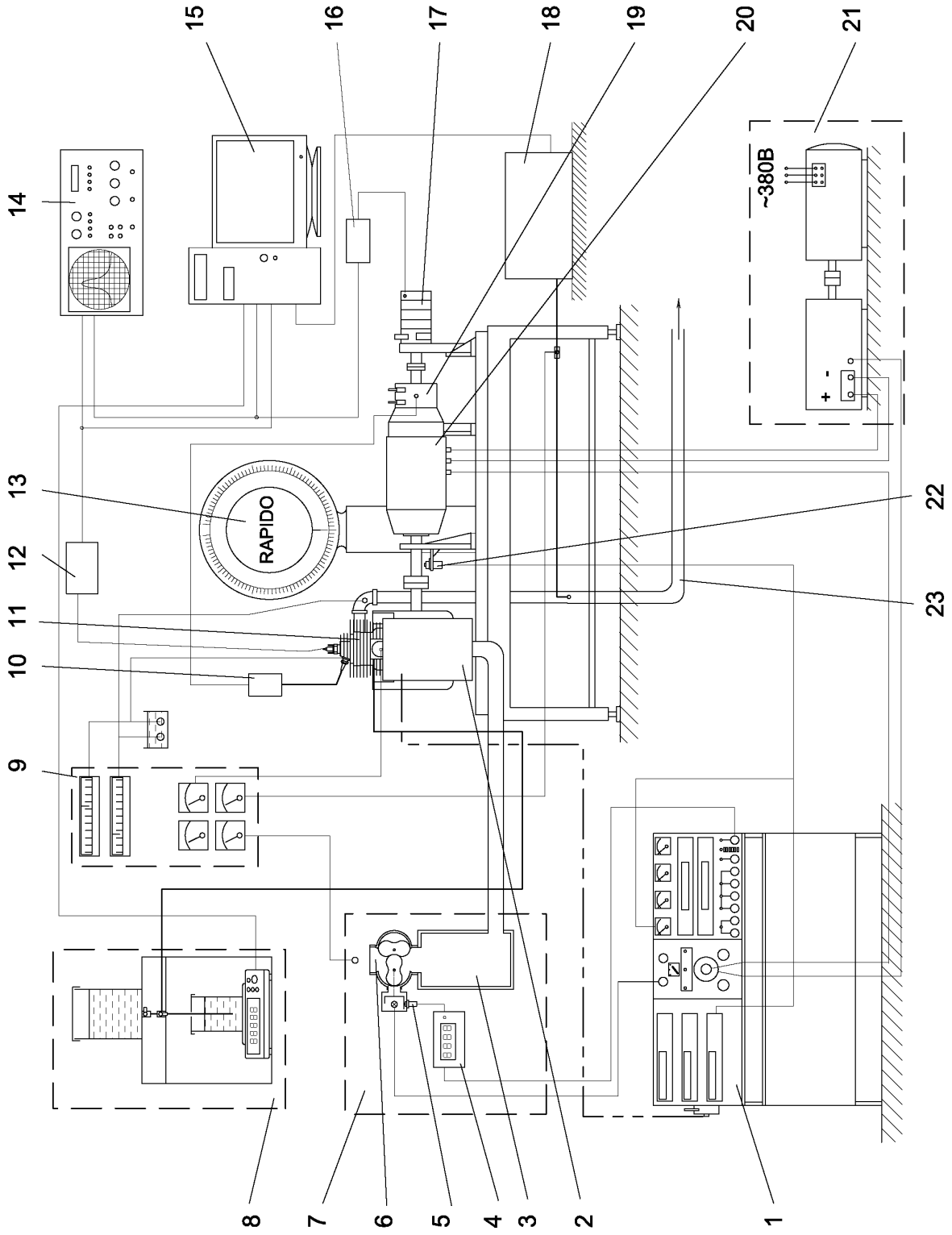


Рис. 3.9. Общая схема испытательного стенда

Стенд (см. рис. 3.9) включает пульт управления 1, систему подачи топлива, систему подачи воздуха, автономную систему зажигания 10, систему выпуска отработавших газов 23 и тормозную установку, состоящую из балансирующей электрической машины 20, измерителя 13 крутящего момента и электромашинного преобразователя 21.

К корпусу балансирующей машины прикреплен блок прерывателей 19, в одном из которых установлен датчик Холла системы зажигания. Изменением положения датчика Холла изменяется угол опережения зажигания в двигателе 11.

Для индицирования давлений в цилиндр и кривошипную камеру установлены пьезоэлектрические датчики, с которых сигнал через усилитель пьезотоков 12 поступал на осциллограф 14 для визуального контроля и к плате АЦП в ПЭВМ 15. Для развертки диаграммы давления по углу поворота коленчатого вала или ходу поршня в стенде предусмотрено подсоединение со стороны блока прерывателей модулятора 17 из комплекта пьезоэлектрического индикатора давления типа РМ-4 производства ГДР. Модулятор с X-генератором 16 формирует сигнал, подаваемый на осциллограф и в ПЭВМ. Для записи индикаторных диаграмм разработано специальное программное обеспечение.

Система подачи топлива состоит из расходомера 8 и топливной магистрали. С помощью расходомера топлива производится автоматическое измерение расхода топлива весовым способом.

Для измерения расходов топлива специально был разработан автоматический расходомер [129], основанный на непосредственном методе определения расхода. При разработке расходомера использовались электронные весы Axis A500 (Польша). Управление весами и запись показаний массы производилась компьютером через интерфейс RS-232 посредством специально написанной нами программы Scales. Расходомер топлива отличается высокой точностью измерений и позволяет измерять расход топлива в полностью автоматизированном режиме за любой заданный промежуток времени.

При измерении расхода топлива учитывалась систематическая погрешность, возникающая от действия архимедовой силы на топливозаборную трубку

[129].

Система подачи воздуха включает в себя расходомер воздуха 7, воздухоподводящий тракт и дополнительный сглаживающий ресивер 2. Воздух поступает в двигатель через газовый счетчик 6 и ресивер 3, служащий для сглаживания пульсаций давления воздуха, вызываемых работой двигателя. После ресивера 3 через соединительный резиновый трубопровод воздух поступает в дополнительный сглаживающий ресивер. Ресиверы 2 и 3 (объемом $V_p > 65V_h$) предназначены для устранения влияния инерционных явлений в соединительном трубопроводе на работу двигателя.

В качестве давления окружающей среды принималось давление в сглаживающем ресивере 2. Для определения потерь давления Δp_0 в воздухоподводящем тракте были проведены дополнительные эксперименты. На различных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя определялось разрежение Δp_0 в ресивере. Для этого использовался микроманометр типа МКВ-250-0,02, имеющий предел измерений 250 кгс/м^2 и класс точности 0,02. Абсолютная погрешность измерений составляла не более $0,05 \text{ кгс/м}^2$ ($0,5 \text{ Па}$).

На основании экспериментальных данных, с учетом того, что потери напора в зависимости от режима движения могут быть пропорциональны расходу в 1-й или во 2-й степени, была получена эмпирическая зависимость Δp_0 от часового расхода воздуха G_g

$$\Delta p_0 = 0,5474 G_g^2 + 2,684 G_g, \quad (3.1)$$

где G_g — выражен в кг/ч ;

Δp_0 — в Па .

Для возможности дистанционного измерения расхода воздуха газовый счетчик снабжен разработанным для этих целей фотоэлектрическим датчиком 5, подключенным к считывающему цифровому прибору 4 (ЦАТ-2М) и к входу АЦП в ПЭВМ.

Для измерения суммарного количества израсходованного воздуха за вы-

бранный интервал времени цифровой прибор 4 включен в электрическую схему электронного тахометра.

Предварительное время замера задается с помощью реле времени, а действительное время измерения отсчитывается цифровым таймером ЧЗ-33.

В режиме автоматического измерения ПЭВМ полностью автономно отсчитывает количество импульсов, поступающих за выбранный промежуток времени и фиксирует действительное время измерения.

Частота вращения вала двигателя измеряется при помощи электронного тахометра, подключенного к магнитоиндукционному датчику 22 (тип 14.3874), установленному на валу балансирующей машины. Сигнал после формирователя импульсов поступает на стрелочный тахометр, который позволяет контролировать мгновенную частоту вращения, и электронный счетчик ЧЗ-33, считывающий суммарное число оборотов за выбранное время.

Тормозная установка предназначена для принудительной прокрутки или торможения исследуемого двигателя и измерения крутящего момента.

Измерение крутящего момента осуществляется с помощью весового устройства, входящего в состав измерителя 13 крутящего момента.

Выпускная система двигателя смонтирована без глушителя шума. Между выпускной системой двигателя и газоотводящей системой стенда установлен гибкий металлический рукав. В выпускной системе двигателя и газоотводящей системе установлены газоотборные зонды газоанализатора 18 с смонтированными в них датчиками температуры (хромель-алюмелевые термопары).

Температура воздуха на входе в газовые счетчики, температура смеси перед впускным окном и температура отработавших газов перед входом в газоанализатор измерялись при помощи специально разработанных электрических приборов 9, включающих полупроводниковые датчики температуры, усилители и миллиамперметры, шкалы которых проградуированы в градусах Цельсия. Температура отработавших газов в выпускной системе двигателя, температура отработавших газов на входе в газоотборный шланг газоанализатора и температура цилиндра под свечой зажигания измерялись с помощью хромель-алюмелевых

термопар и потенциометров. Горячие спаи термопар размещались в местах измерения температуры, а холодные спаи – в термосе с тающим льдом.

3.3.3. Определение фактической степени сжатия

Для определения степени сжатия в экспериментальном двигателе с КШМ была изготовлена эталонная проставка, устанавливаемая вместо прокладок между цилиндром и картером двигателя. Ее толщина $S_{обр}$ составляла 5,85 мм. Определение фактической степени сжатия на эталонной проставке осуществлялось одним из общепринятых методов – проливкой маслом камеры сгорания. Однако данный метод имеет ряд недостатков, в частности, неизбежны некоторые потери масла через кольца и как следствие – погрешности измерения. Для устранения этих недостатков пространство между кольцами залепливалось пластилином. Таким образом, производилось дополнительное уплотнение камеры сгорания при измерении ее объема, что позволило уменьшить погрешности измерения.

Проливкой камеры сгорания на эталонной проставке было получено базовое значение объема камеры сгорания $V_{с.обр}$.

Анализ геометрических зависимостей показал, что текущую степень сжатия можно определить, зная $V_{с.обр}$, разницу ΔS_{np} в толщине эталонной проставки и установленного в данный момент пакета прокладок и некоторых постоянных для данного двигателя геометрических величин, по формуле

$$\varepsilon_x = \frac{F_n (S - h_g + S_{np.cm} - S_{обр}) + V_{с.обр}}{V_{с.обр} - F_n \Delta S_{np}}, \quad (3.2)$$

где F_n — площадь поршня;

$S_{np.cm}$ — толщина прокладки для получения такого положения цилиндра, при котором кромка днища поршня совпадает с верхней кромкой выпускного окна.

Для определения величины ΔS_{np} в цилиндр двигателя вместо датчика давления вкручивалось специальное приспособление с индикатором часового типа

ИЧ 10 МН (класс точности 1, цена деления 0,01 мм). По индикатору определялось положение поршня в в.м.т. при установке цилиндра на эталонную проставку. После этого эталонная проставка менялась на пакет прокладок необходимой толщины и повторно определялось положение поршня в в.м.т.

Величина ΔS_{np} определялась дважды: перед началом серии экспериментов и после ее окончания.

В экспериментальном образце бесшатунного двигателя определение текущей степени сжатия велось аналогично. Изначально проливкой было получено значение объема камеры сгорания для определенного базового положения опорной гайки и верхней проставки относительно картера (см. рис. 3.3). При этом для снижения относительной погрешности степень сжатия была близкой к 6. Для других положений цилиндра величина ε_x определялась по изменению положения верхней проставки относительно картера двигателя.

Относительная погрешность определения степени сжатия увеличивалась с повышением ε_x но не превышала 3 %.

3.4. Основные зависимости для обработки результатов эксперимента

В ходе проведения эксперимента по полученным экспериментальным данным были получены значения основных показателей, характеризующих работу двигателя. Для проведения этих расчетов использовались следующие зависимости:

1. а) часовой расход топлива, *кг/час*

$$G_T = 3,6 \frac{\Delta G_T}{\tau}, \quad (3.3)$$

где ΔG_T — количество израсходованного топлива за время τ , г;

τ — время проведения замера, с;

- б) часовой расход воздуха, *кг/час*

$$G_{\epsilon} = \frac{3600 z_{\epsilon} \rho_{\epsilon}}{z_1 i_c \tau}, \quad (3.4)$$

где z_{ϵ} — количество импульсов от датчика оборотов вала расходомера воздуха;

z_1 — количество импульсов, поступающих от датчика оборотов вала расходомера за один оборот. $z_1 = 6$;

i_c — число оборотов ротора газового счетчика, соответствующее расходу газа в 1 м^3 ;

ρ_{ϵ} — плотность воздуха, кг/м^3 ;

в) плотность воздуха, поступающего в систему питания стенда, кг/м^3

$$\rho_{\epsilon} = \frac{p_{\epsilon}}{R_{\epsilon} (t_{\epsilon} + 273,15)},$$

где p_{ϵ} — барометрическое давление воздуха в лаборатории, Па ;

t_{ϵ} — температура воздуха в лаборатории, $^{\circ}\text{C}$;

R_{ϵ} — характеристическая газовая постоянная воздуха ($R_{\epsilon} = 287,04 \text{ Дж/кг}\cdot\text{K}$);

г) крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$

$$M_e = 9,81 \cdot 10^{-3} P l, \quad (3.5)$$

где P — показания весового устройства тормоза, г ;

l — длина рычага балансирного устройства, м . В данном случае $l = 0,38 \text{ м}$;

д) эффективная мощность, кВт

$$N_e = \frac{\pi n_{cp} M_e}{3 \cdot 10^4}, \quad (3.6)$$

где n_{cp} — средняя частота вращения коленчатого вала двигателя за время τ измерений, мин^{-1}

$$n_{cp} = \frac{30z_n}{\tau};$$

z_n — число импульсов, поступивших от датчика оборотов;

е) среднее эффективное давление, *МПа*

$$p_e = \frac{30N_e\tau_d}{V_h n_{cp}}; \quad (3.7)$$

где V_h в л;

ж) коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_\epsilon}{G_T l_0}; \quad (3.8)$$

з) удельный эффективный расход топлива, *г/кВт·ч*

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_e}; \quad (3.9)$$

и) эффективный к.п.д.

$$\eta_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_u g_e}; \quad (3.10)$$

к) тормозной момент, *Н·м*

$$M_T = 9,81 \cdot 10^{-3} P_T l, \quad (3.11)$$

где P_T — показания весового устройства тормоза при прокрутке, *г*;

л) мощность механических потерь, *кВт*

$$N_m = \frac{\pi n_{cp} M_T}{3 \cdot 10^4}; \quad (3.12)$$

м) индикаторная мощность двигателя, *кВт*

$$N_i = N_e + N_m; \quad (3.13)$$

н) удельный индикаторный расход топлива, $г/кВт \cdot ч$

$$g_i = 10^3 \frac{G_T}{N_i}; \quad (3.14)$$

о) индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{H_u g_i}; \quad (3.15)$$

п) механический к.п.д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}; \quad (3.16)$$

р) коэффициент наполнения кривошипной камеры

$$\varphi_0 = \frac{G_g}{60 n \rho_g V_h}. \quad (3.17)$$

3.5. Выводы по разделу

1. Для изучения влияния переменной степени сжатия на рабочий процесс двигателя разработаны два экспериментальных образца двухтактных бензиновых ДВС с различной кинематикой силового механизма: один двигатель с КШМ, а другой бесшатунный — с ККМ. В двигателях степень сжатия изменяется в диапазоне от 6 до 17,2.

2. В экспериментальной установке использован модернизированный применительно к задачам настоящего исследования испытательный стенд, созданный в АДИ ДонНТУ при непосредственном участии автора.

Особенностью стенда является его работа совместно с ПЭВМ, универсальность и дистанционное управление как самим стендом, так и испытательным

двигателем. Стенд позволяет проводить исследования любых типов двигателей мощностью до 6 кВт и частотой вращения вала до 11000 мин^{-1} .

3. Разработанные полностью автоматизированные измерители расхода топлива и расхода воздуха отличаются от существующих высокой точностью измерений и надежностью аппаратуры. В процессе экспериментальных исследований ДВС результаты измерений расходов топлива и воздуха регистрируются с помощью ПЭВМ, где обрабатываются и выдаются в удобочитаемом цифровом или графическом виде.

4. Характерные особенности экспериментальной установки — обработка результатов измерений и расчет показателей рабочего процесса исследуемого двигателя осуществляются с помощью ПЭВМ по специально разработанным алгоритмам и программам.

РАЗДЕЛ 4

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В данном разделе приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований двух ДВС с переменной степенью сжатия: на базе двигателя с КШМ и бесшатунного с ККМ.

4.1. Влияние регулирования степени сжатия на работу кривошипно-камерного продувочного компрессора

Как было показано теоретическими исследованиями [130], изменение степени сжатия в цилиндре двигателя приводит к изменению высоты впускного, выпускного и продувочных окон, что в свою очередь вызывает изменение соответствующих фаз газораспределения. При этом степени сжатия в цилиндре двигателя и продувочном компрессоре также будут изменяться и оказывать влияние на показатели двигателя.

На рис. 4.1 и 4.2 показаны зависимости степени сжатия в кривошипной камере от степени сжатия в цилиндре двигателя и размеров выпускного и продувочных окон.

Приведенные данные показывают, что по мере увеличения степени сжатия ϵ_x в пределах от 7 до 17 величина степени сжатия $\epsilon_{кк}$ продувочного компрессора возрастает на 3 % в результате увеличения полезного рабочего объема кривошипной камеры за счет уменьшения с ростом ϵ_x высоты выпускного и продувочных окон. При увеличении относительной высоты $a_в$ выпускного окна степень сжатия в кривошипной камере уменьшается незначительно. Однако относительная высота a_n продувочных окон оказывает существенное влияние на $\epsilon_{кк}$.

Зависимость высоты впускного окна от степени сжатия в цилиндре двигателя при различных значениях относительной высоты выпускного окна $a_в$, построенная по уравнению (2.70), показана на рис. 4.3.

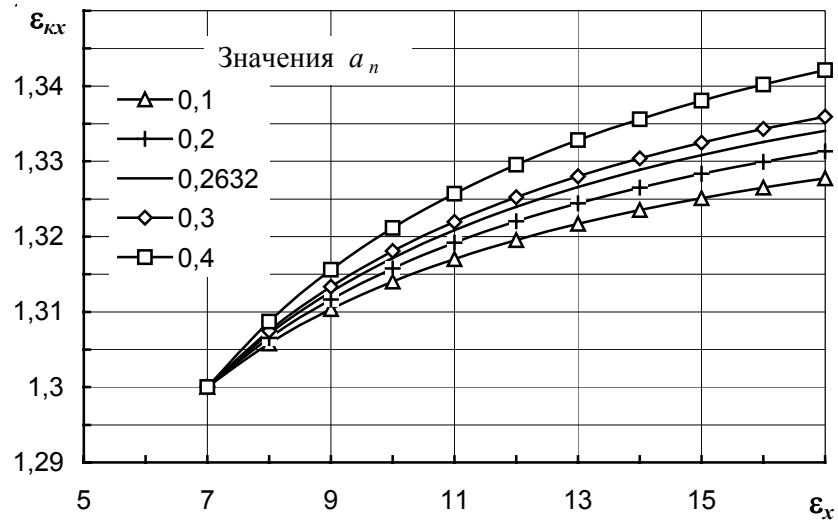


Рис. 4.1. Расчетные зависимости действительной степени сжатия $\epsilon_{кк}$ в кривошипной камере от степени сжатия ϵ_x в цилиндре двигателя при различной относительной высоте a_n продувочных окон: $a_\delta = 0,36$

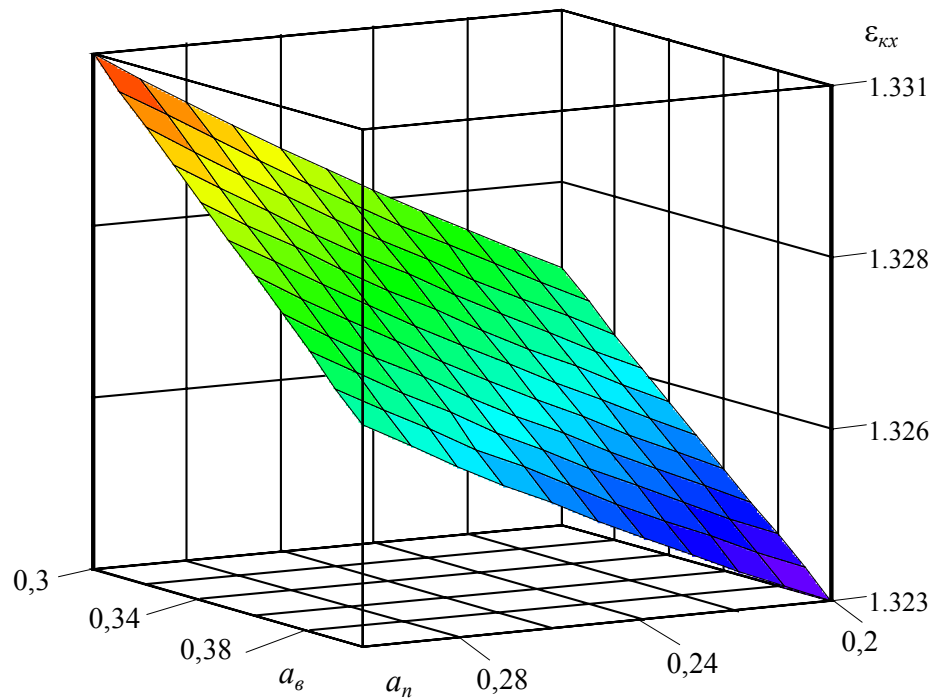


Рис. 4.2. Расчетные зависимости действительной степени сжатия $\epsilon_{кк}$ в кривошипной камере от относительной высоты a_δ выпускного и a_n продувочных окон при степени сжатия в цилиндре двигателя $\epsilon_x = 13$

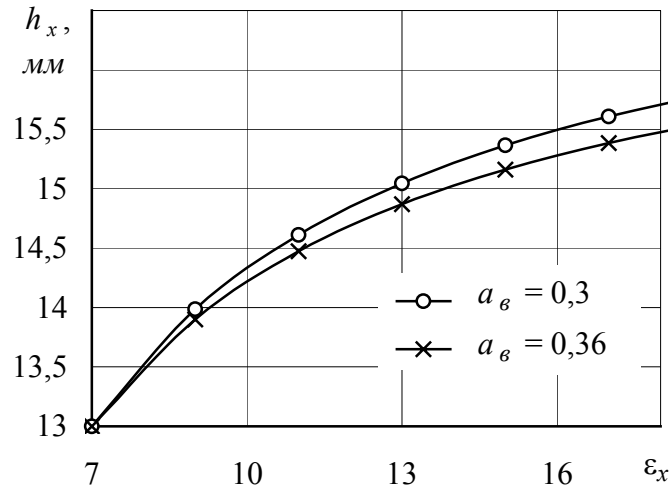


Рис. 4.3. Зависимость изменения высоты впускного окна h_x при изменении степени сжатия в двигателе по уравнению (2.70): $h_{en} = 13$ мм; $\epsilon = 7$

Как видно, повышение степени сжатия в двигателе так же приводит к заметному увеличению высоты впускного окна. Поскольку высота впускного окна двухтактного двигателя является оптимальной лишь на одном скоростном режиме работы двигателя — при максимальном крутящем моменте, то увеличение h_x оказывает неоднозначное влияние на работу продувочного компрессора и двигателя в целом. При работе двигателя на частичных нагрузках и малых частотах вращения коленчатого вала увеличение величины h_x нежелательно, так как это приводит к обратному выбросу горючей смеси из кривошипной камеры во впускной трубопровод и снижению наполнения кривошипной камеры. Однако при достаточно высокой частоте вращения коленчатого вала увеличение высоты впускного окна приводит к лучшей дозарядке продувочного компрессора за счет газодинамического наддува.

Как следует из зависимости (2.18), объемный коэффициент наполнения продувочного компрессора зависит в основном от величины мертвого объема, потерянного объема на продувочные окна, а также показателя политропы расширения и давлений продувки и впуска. Рассмотрим влияние отдельных факторов на величину $\eta'_{ок}$.

На рис. 4.4 показано изменение коэффициента наполнения $\eta'_{ок}$ от относительного мертвого объема a_m продувочного компрессора и давления конца про-

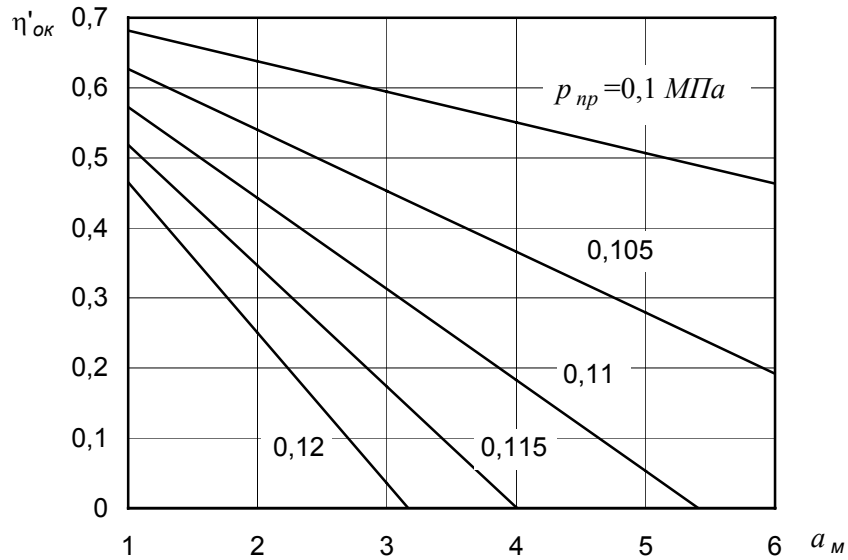


Рис. 4.4. Влияние относительного мертвого объема a_m на объемный коэффициент наполнения $\eta'_{ок}$ продувочного компрессора при различных давлениях продувки $p_{пр}$:

$$p_{вп} = 0,095 \text{ МПа}; n_{2к} = 1,2; a_{нх} = 0,2632$$

дувки $p_{пр}$ при прочих неизменных условиях.

Как видно, с увеличением a_m объемный коэффициент наполнения линейно уменьшается. На величину $\eta'_{ок}$ сильное влияние оказывает давление продувки $p_{пр}$, особенно в области небольших значений a_m . Применение мероприятий по снижению давления в выпускном трубопроводе приводит к снижению $p_{пр}$ и, как следствие, повышению объемного коэффициента наполнения продувочного компрессора. В этой связи представляет интерес изменение высоты выпускного окна при регулировании степени сжатия (рис. 4.5).

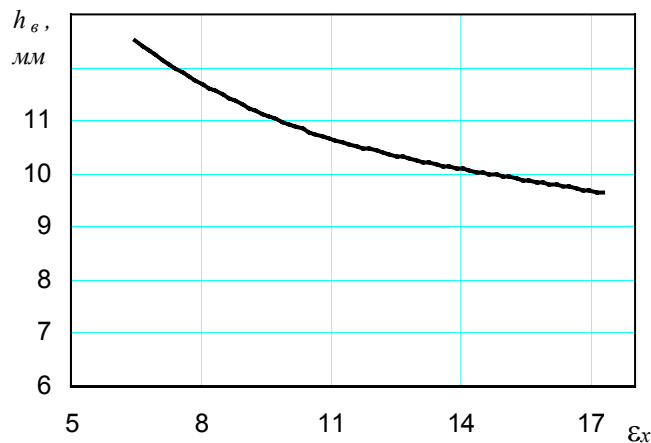


Рис. 4.5. Зависимость высоты выпускного окна от степени сжатия двигателя

Для режима работы двигателя, при котором высота выпускного окна является оптимальной, уменьшение h_e с увеличением ε_x приводит к возрастанию давления продувки, плохой очистке цилиндра от отработавших газов и ухудшению процессов сгорания. Картина меняется на частичных скоростных и нагрузочных режимах при малых давлениях в цилиндре и увеличенном времени, отводимом на процесс продувки. В этом случае уменьшение h_e способствует снижению прямых потерь свежего заряда и увеличению наполнения цилиндра.

Следует отметить, что существенное влияние на фазы газораспределения оказывает кинематика поршня. Применение кривошипно-кулисного механизма преобразования движения поршня не меняет зависимости h_e от ε_x (см. рис. 4.5), но при этом существенно, более чем на 11%, уменьшает время-сечение $A'_{вып}$ выпускного окна (рис. 4.6). Таким образом, изменение кинематики двигателя усиливает влияние регулирования степени сжатия на процессы газообмена, уменьшая величину $A'_{вып}$ при $\varepsilon_x = 17$ на 47 % относительно двигателя с КШМ ($\varepsilon_x = 7$).

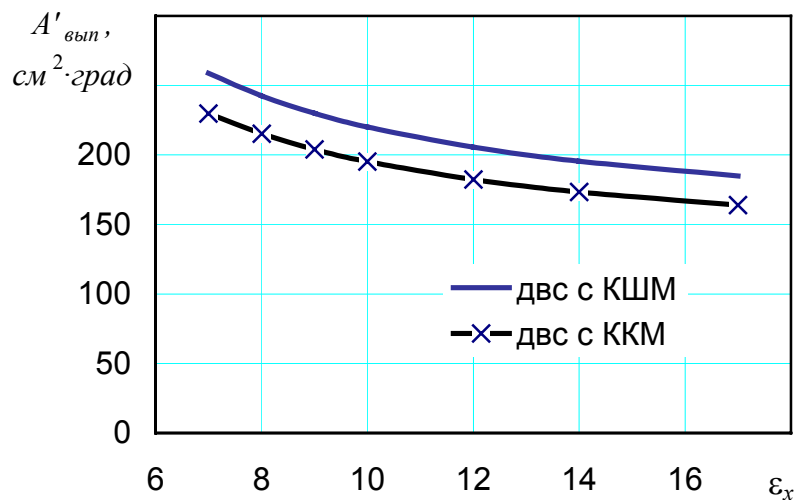


Рис. 4.6. Изменение время-сечения выпускного окна при изменении ε_x экспериментальных двигателей с различными механизмами преобразования движения поршня

При совокупном взаимодействии различных факторов с ростом степени сжатия ε_x наполнение кривошипной камеры заметно повышается (рис. 4.7), что может быть объяснено преобладающим увеличением полезного рабочего объема продувочного компрессора за счет уменьшения высоты продувочных окон.

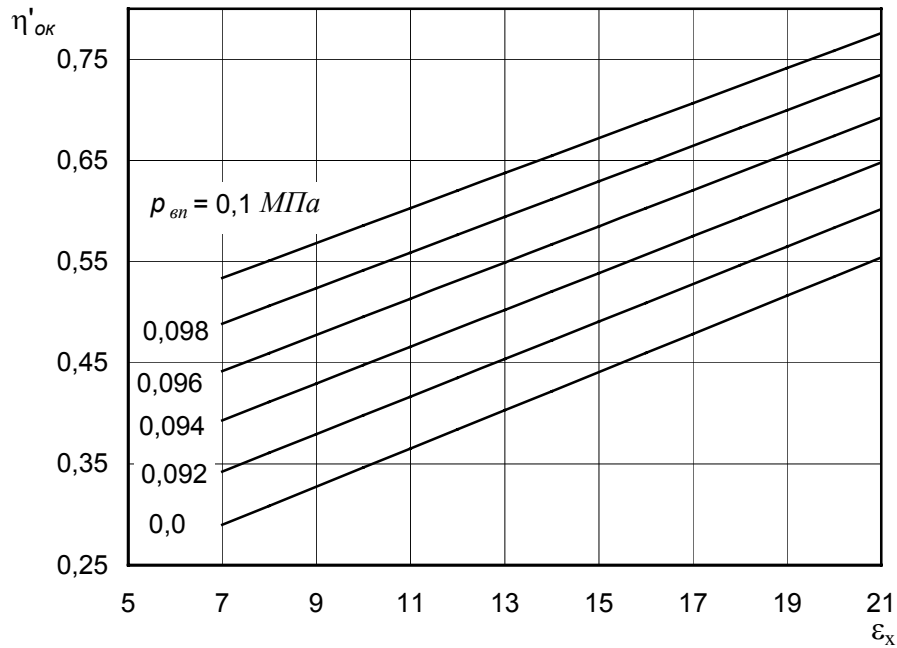


Рис. 4.7. Изменение объемного коэффициента наполнения $\eta'_{ок}$ продувочного компрессора в зависимости от степени сжатия ϵ_x в цилиндре двигателя: $a_m = 2,193$; $a_n = 0,2632$; $a_6 = 0,3289$; $\epsilon = 7$; $n_{2к} = 1,2$; $p_{np} = 0,11$ МПа

Приведенные на рис. 4.7 данные показывают, что увеличение давления впуска $p_{вн}$ приводит к существенному повышению коэффициента наполнения $\eta'_{ок}$, а соответственно и производительности продувочного компрессора. Поэтому для повышения индикаторных показателей двигателя надо стремиться в первую очередь обеспечить снижение сопротивлений во впускной системе продувочного компрессора.

Как следует из рис. 4.8, при увеличении показателя политропы расширения $n_{2к}$ в продувочном компрессоре растет объемный коэффициент наполнения $\eta'_{ок}$. Это явление находится в тесной связи с изменением интенсивности теплообмена между стенками кривошипной камеры и топливовоздушной смесью, оставшейся во вредном пространстве продувочного компрессора после завершения продувки, а также наличием утечек смеси через неплотности.

На рис. 4.9 и 4.10 изображено изменение относительной величины предельного мертвого объема (при котором работа продувочного компрессора имеет нулевую производительность) от давления конца продувки p_{np} и степени сжатия в ци-

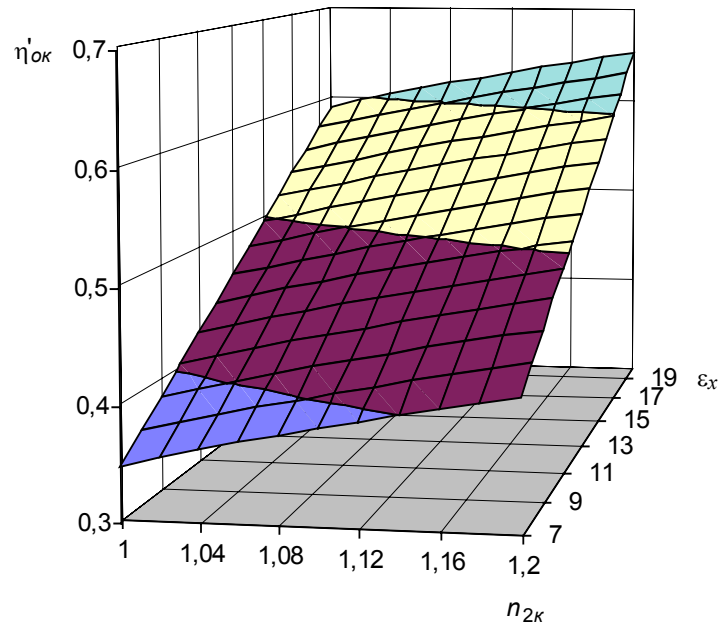


Рис. 4.8. Зависимость $\eta'_{ок}$ от $n_{2к}$ для различных значений ε_x : $a_m = 2,193$;

$$a_n = 0,2632; a_v = 0,3289; \varepsilon = 7; p_{np} = 0,11 \text{ МПа}; p_{вн} = 0,095 \text{ МПа}$$

линдре двигателя при различных $p_{вн}$ и $n_{2к}$, построенное по уравнению (2.26).

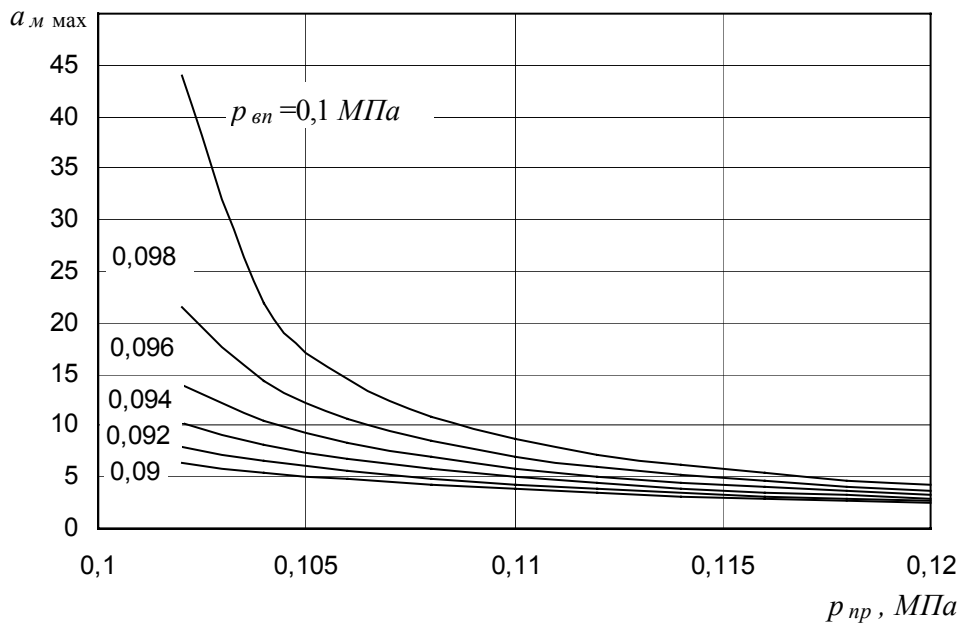


Рис. 4.9. Зависимость максимально возможной величины мертвого объема $a_{m \max}$ кри-
вошипной камеры от давления продувки p_{np} при различных значениях давления впуска

$$p_{вн}: n_{2к} = 1,2; a_n = 0,2632; a_v = 0,3289; \varepsilon_x = \varepsilon = 7$$

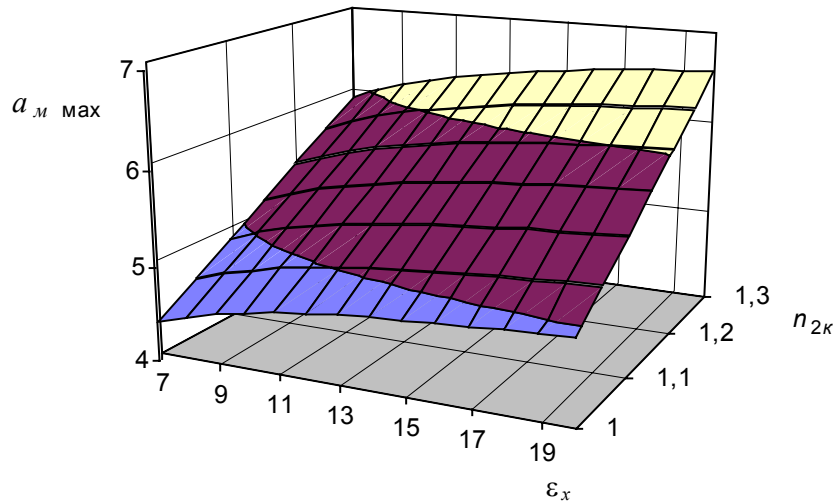


Рис. 4.10. Влияние степени сжатия в цилиндре двигателя на предельно допустимую величину относительного мертвого объема кривошипной камеры при различных значениях $n_{2к}$: $p_{np} = 0,11 \text{ МПа}$; $p_{en} = 0,095 \text{ МПа}$; $a_n = 0,2632$; $a_с = 0,3289$; $\varepsilon = 7$

ях $n_{2к}$: $p_{np} = 0,11 \text{ МПа}$; $p_{en} = 0,095 \text{ МПа}$; $a_n = 0,2632$; $a_с = 0,3289$; $\varepsilon = 7$

Анализ приведенных данных показывает, что во всем диапазоне изменения параметров реального двигателя продувочный компрессор имеет положительную производительность.

Увеличение высоты впускного окна с повышением степени сжатия неоднозначно сказывается на наполнении кривошипной камеры, что можно объяснить наличием дозарядки кривошипной камеры [107].

Изменение давления в кривошипной камере двигателя в период дозарядки, полученное для одного из режимов работы двигателя, приведено на рис. 4.11.

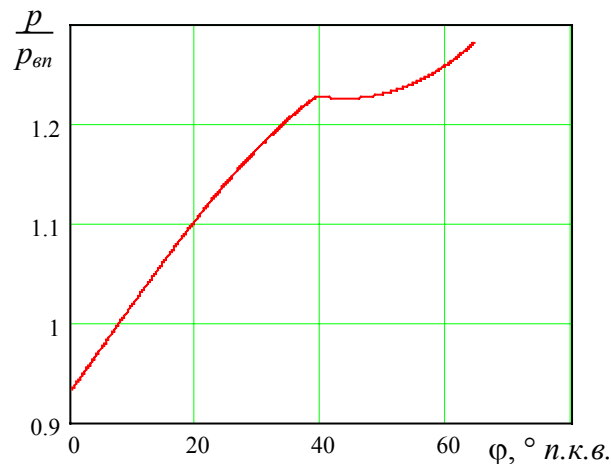


Рис. 4.11. Изменение давления в кривошипной камере во время газообмена:

$\kappa = 1,4$; $p_{en} = 0,098 \text{ МПа}$; $T_{en} = 298 \text{ К}$; $\mu_{en} = 0,7$; $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$

Как видно, при достижении величины давления в кривошипной камере $p = p_{внн}$ ($\varphi = 40^\circ$ н.к.в.) заканчивается процесс дозарядки и начинается выталкивание смеси во впускной трубопровод, при этом давление продолжает возрастать, хотя и менее интенсивно. Это подтверждает тот факт, что при позднем закрытии впускного окна горючая смесь не только истекает из кривошипной камеры во впускной трубопровод, но при этом еще и выталкивается поршнем.

Считая начало обратного выброса оптимальным моментом закрытия впускного окна, можно получить, пользуясь уравнением (2.68), зависимость оптимального угла $\varphi_{a'}$ закрытия впускного окна (высоты впускного окна h_x) от частоты вращения n коленчатого вала двигателя.

На рис. 4.12 представлены результаты расчета оптимальной высоты впускного окна.

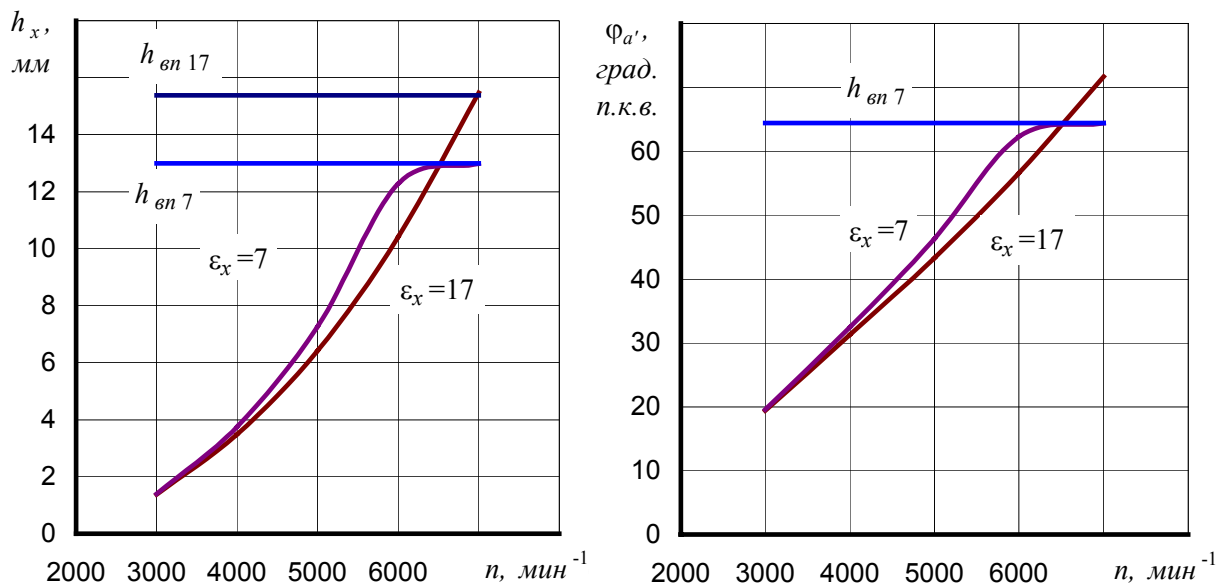


Рис. 4.12. Зависимость оптимальной высоты h_x и оптимального угла $\varphi_{a'}$ закрытия впускного окна от частоты вращения n коленчатого вала двигателя при полном открытии дроссельной заслонки: $h_{ен7}$, $h_{ен17}$ — соответственно высота при степени сжатия 7 и 17

Видно, что с увеличением n значение $\varphi_{a'}$ возрастает. Это объясняется уменьшением времени, отводимого на дозарядку. Некоторое снижение $\varphi_{a'}$ при возрастании ϵ_x связано с увеличением время-сечения впускного окна. При высоте впускного окна $h_{ен}$, заданной заводом-изготовителем увеличение ϵ_x на данном нагрузочном режиме повышает частоту вращения коленчатого вала, соответ-

вующую максимальной дозарядке кривошипной камеры и, следовательно, максимальному крутящему моменту двигателя.

4.2. Результаты экспериментального исследования влияния регулирования степени сжатия на индикаторные и эффективные показатели двигателя

Известно, что работа двухтактного двигателя, смазываемого подмешиванием масла в топливо, существенно зависит от типа применяемого масла. По результатам предварительных экспериментов для проведения работ было выбрано малозольное масло АЗМОЛ-Старт 2т, рекомендованное отечественными производителями для двухтактных двигателей.

Исследования рабочих процессов в экспериментальных двигателях с КШМ и ККМ проводились на одном и том же цилиндре.

Вблизи свечи зажигания наблюдается максимальная теплонапряженность цилиндра. Это связано с наличием Махе-эффекта и отсутствием оребрения цилиндра в этой зоне. При снятии характеристик тепловое состояние двигателя контролировалось по температуре под свечой $t_{св}$. Величина $t_{св}$ поддерживалась в пределах 170...220 °С.

Максимальная величина ϵ_x для данного скоростного режима и заданной нагрузки двигателя устанавливалась по началу нарушения процесса сгорания.

Контроль процесса сгорания осуществлялся с помощью индицирования давления в двигателе. Характерное изменение давления в процессе детонации наблюдалось достаточно редко. В большинстве случаев начало легкой детонации определялось по слабому характерному звуку. При этом форма индикаторной диаграммы практически не изменялась. Максимальное давление сгорания с увеличением ϵ_x возрастало и смещалось ближе к в.м.т. Это явление согласуется с экспериментальными данными, полученными другими авторами [131, 132]. Отсутствие сильной детонации связано с достаточно большим количеством остаточных газов в цилиндре, замедляющих скорость сгорания и увеличивающих

пропуски в зажигании, и значительным нагарообразованием из-за наличия в смеси взвешенных частиц масла и работы двигателя на обогащенных смесях.

Следует отметить, что при высоких частотах вращения коленчатого вала и раннем зажигании наблюдалась детонация, переходящая в калильное зажигание. При оптимальных углах φ_3 нагрузка ограничивалась в основном возникновением легкой детонации или калильного зажигания от перегретой поверхности вытеснителя, установленного на поршне.

Обращает на себя внимание тот факт, что при малой частоте вращения коленчатого вала ($3000 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$), степени сжатия выше 14 и нагрузке $\varphi_0 > 0,45$ работа двигателя сопровождалась характерным звуком, напоминающим работу дизельного двигателя. Такое явление, очевидно, связано с самовоспламенением бензوماсляной смеси при высоких ε_x , на что указывают наблюдения, сделанные во время экспериментов. Во-первых, при выключении зажигания двигатель продолжал в течение нескольких минут устойчиво работать с небольшим снижением эффективной мощности. Тепловое состояние двигателя оставалось практически неизменным. Перегрев не наблюдался. Во-вторых, при высоких значениях ε_x (17...21) удавалось осуществлять пуск двигателя прокруткой с выключенной системой зажигания. Работа холодного двигателя с воспламенением от сжатия была неустойчивой. Аналогичное явление наблюдалось французскими и японскими учеными [133, 134, 135].

Таким образом, причиной ограничения повышения степени сжатия двухтактного двигателя с воздушным охлаждением при высоких частотах вращения коленчатого вала является детонация, а при малых частотах вращения и средних нагрузках — бездетонационное воспламенение бензوماсляной смеси от сжатия.

4.2.1. Результаты исследования экспериментального двигателя с кривошипно-шатунным механизмом

Для определения перспективности выбранного направления и ориентировочной оценки ожидаемых результатов были сняты серии скоростных характери-

стик двигателя при различных ε_x и положениях дроссельной заслонки. Результаты [136] показали, что изменение степени сжатия неоднозначно влияет на мощностные показатели двигателя на различных скоростных и нагрузочных режимах. В среднем повышение ε_x привело к увеличению мощности, крутящего момента и, несмотря на увеличение механических потерь с ростом ε_x , снижению удельного эффективного расхода топлива.

Однако достоверно оценить влияние ε_x на работу двигателя на основании скоростных характеристик затруднительно. В связи с тем, что с повышением ε_x изменяются фазы газораспределения (см. рис. 4.3, 4.5), положение дроссельной заслонки не может однозначно определять нагрузку при различных степенях сжатия. Для удобства анализа результатов были сняты нагрузочные характеристики двигателя.

Рассмотрим влияние степени сжатия на процессы продувки на различных режимах работы двигателя.

Одним из важных показателей, характеризующих процесс продувки, является коэффициент полезного действия продувки η_s . Величина η_s , как известно, однозначно определяет количество остаточных газов в цилиндре двигателя. рядом авторов [110, 114] установлено, что величина η_s зависит от коэффициента избытка продувочного воздуха φ_0 и давления продувки p_k . При этом при малых значениях φ_0 и p_k процесс продувки происходит практически без перемешивания свежего заряда с остаточными газами. В двигателях с петлевой продувкой значительное количество свежего заряда теряется во время продувки, попадая непосредственно из продувочных окон во выпускное окно в последней стадии процесса [110]. Некоторое улучшение продувки связано с наличием вытеснителя на поршне [110], который, выполняя роль направляющего козырька, препятствует прямым потерям заряда.

В базовом двигателе фазы газораспределения оптимизированы для скоростных режимов $6000 \dots 7000 \text{ мин}^{-1}$, поэтому при низкой частоте вращения продувка заканчивается гораздо раньше закрытия выпускного окна. В этом случае име-

ют место существенные потери смеси в процессе газообмена.

В экспериментальном двигателе при увеличении степени сжатия высота выпускного окна уменьшается (см. рис. 4.5), причем темп снижения h_g по мере увеличения ϵ_x замедляется. При низких частотах вращения возрастание ϵ_x приводит к снижению потерь свежей смеси, уменьшению коэффициента остаточных газов и увеличению наполнения цилиндра.

Благоприятное влияние степени сжатия на процесс газообмена усиливает эффективность процесса сгорания. Дополнительное влияние на процесс сгорания оказывает изменение формы камеры сгорания при регулировании степени сжатия.

На рис. 4.13 показана форма камеры сгорания экспериментального двигателя. Пунктиром показано положение поршня в в.м.т. при $\epsilon_x = 17$, а основной линией — при базовой степени сжатия $\epsilon = 7$.

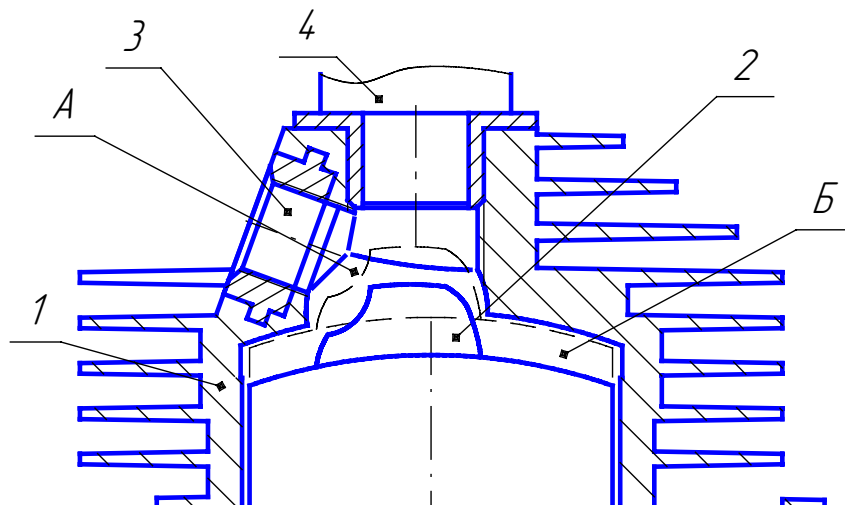


Рис. 4.13. Камера сгорания экспериментального двигателя:

1 — цилиндр; 2 — вытеснитель на поршне; 3 — свечное отверстие; 4 — датчик давления; А и Б — полости камеры сгорания

Повышение ϵ_x приводит к уменьшению объема полости Б и увеличению скорости потока заряда в полости А. При значениях ϵ_x выше 14 основная часть заряда находится в полости А.

Результаты опытов показывают, что увеличение ϵ_x оказывает существенное влияние на продолжительность сгорания. Оценить это можно по снижению оп-

тимального угла опережения зажигания φ_3 с ростом ε_x (рис. 4.14). Для сравнения заметим, что в базовом двигателе значение оптимального угла на номинальном режиме составляет 28° п.к.в.

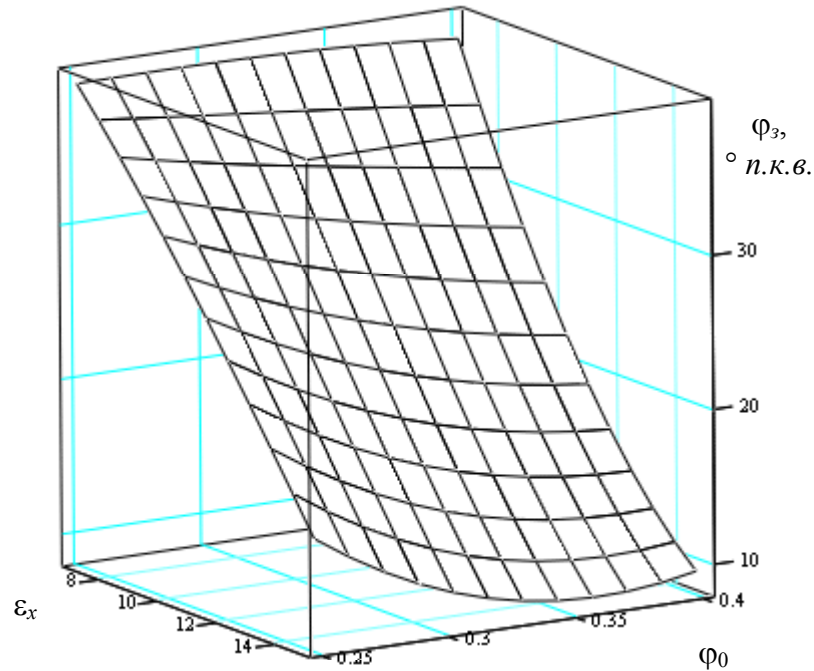


Рис. 4.14. Зависимость оптимального угла опережения зажигания от степени сжатия и наполнения кривошипной камеры для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Повышение степени сжатия сопровождается некоторым обеднением смеси. Зависимости α от нагрузки двигателя при различных ε_x и n представлены на рис. 4.15.

Из данных графиков рис. 4.15 следует, что в условиях настоящих опытов увеличение скоростного режима приводит к уменьшению степени обеднения смеси. Этот результат может быть объяснен отрицательным влиянием турбулизации заряда при продувке на качество очистки цилиндра от отработавших газов. Кроме того, повышение частоты вращения требует увеличения скорости сгорания, что также может быть достигнуто обогащением смеси.

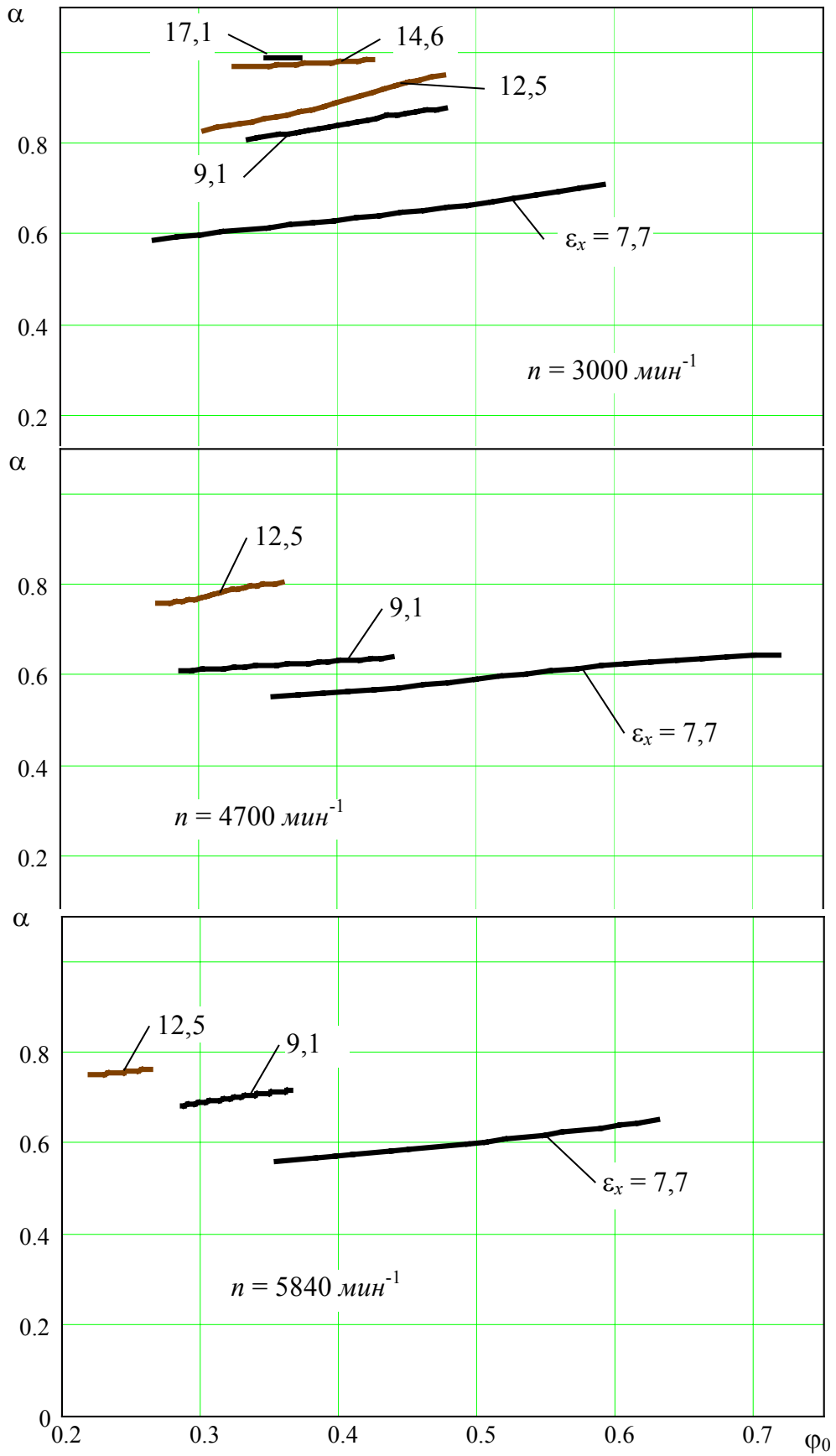


Рис. 4.15. Зависимости коэффициента избытка воздуха от наполнения кривошипной камеры

Анализ результатов опытов показывает, что увеличение давления с ростом ε_x приводит к возрастанию утечек газов из цилиндра в кривошипную камеру. Кроме того, изменение формы камеры сгорания оказывает заметное влияние на тепловые потери, которые увеличиваются с повышением ε_x . Этот отрицательный эффект по мере снижения частоты вращения проявляется в большей степени. Уменьшение n приводит к увеличению времени на теплообмен и ухудшению уплотнений камеры сгорания поршневыми кольцами. Это приводит к уменьшению показателя политропы сжатия и снижению коэффициента активного тепловыделения.

Совместное влияние вышперечисленных факторов и определяет, в конечном счете, индикаторные показатели работы двигателя.

Анализ представленных на рис. 4.16 зависимостей N_i от наполнения кривошипной камеры показывает, что повышение степени сжатия неоднозначно сказывается на эффективности рабочего процесса в двигателе. При малой частоте вращения коленчатого вала величина N_i сначала возрастает, а затем начинает снижаться. Очевидно, улучшение рабочего процесса, обусловленное названными ранее факторами, не может компенсировать роста тепловых потерь из-за увеличения максимальных температур цикла.

Это видно и по изменению величины η_i (рис. 4.17). Полученный рост индикаторного к.п.д., вследствие уменьшения прямых потерь смеси и ее обеднения, снижается с увеличением ε_x . Это особенно заметно при малых наполнениях кривошипной камеры. С увеличением наполнения темп роста η_i при высоких степенях сжатия выше. Это, по-видимому, связано с соответствующим повышением скорости сгорания по мере увеличения наполнения цилиндра.

Однако увеличение φ_0 ведет к возрастанию давления продувки, что приводит к увеличению прямых потерь смеси и, соответственно, снижению к.п.д.. Значение φ_0 , при котором достигается максимальный индикаторный к.п.д., зависит от степени сжатия и скоростного режима. Увеличение ε_x сдвигает η_{imax} в сторону меньших величин коэффициента φ_0 .

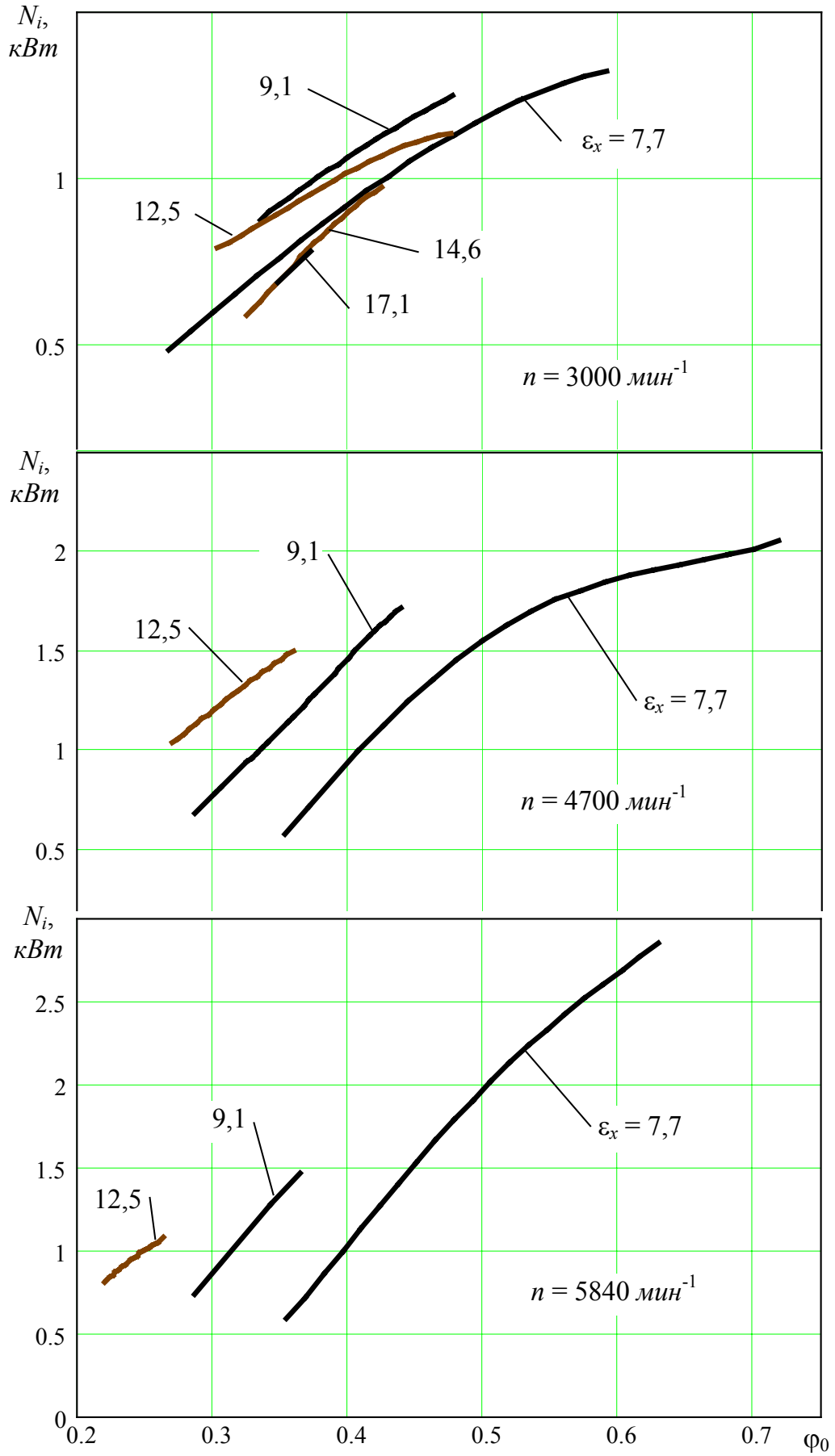


Рис. 4.16. Зависимости индикаторной мощности от наполнения кривошипной камеры

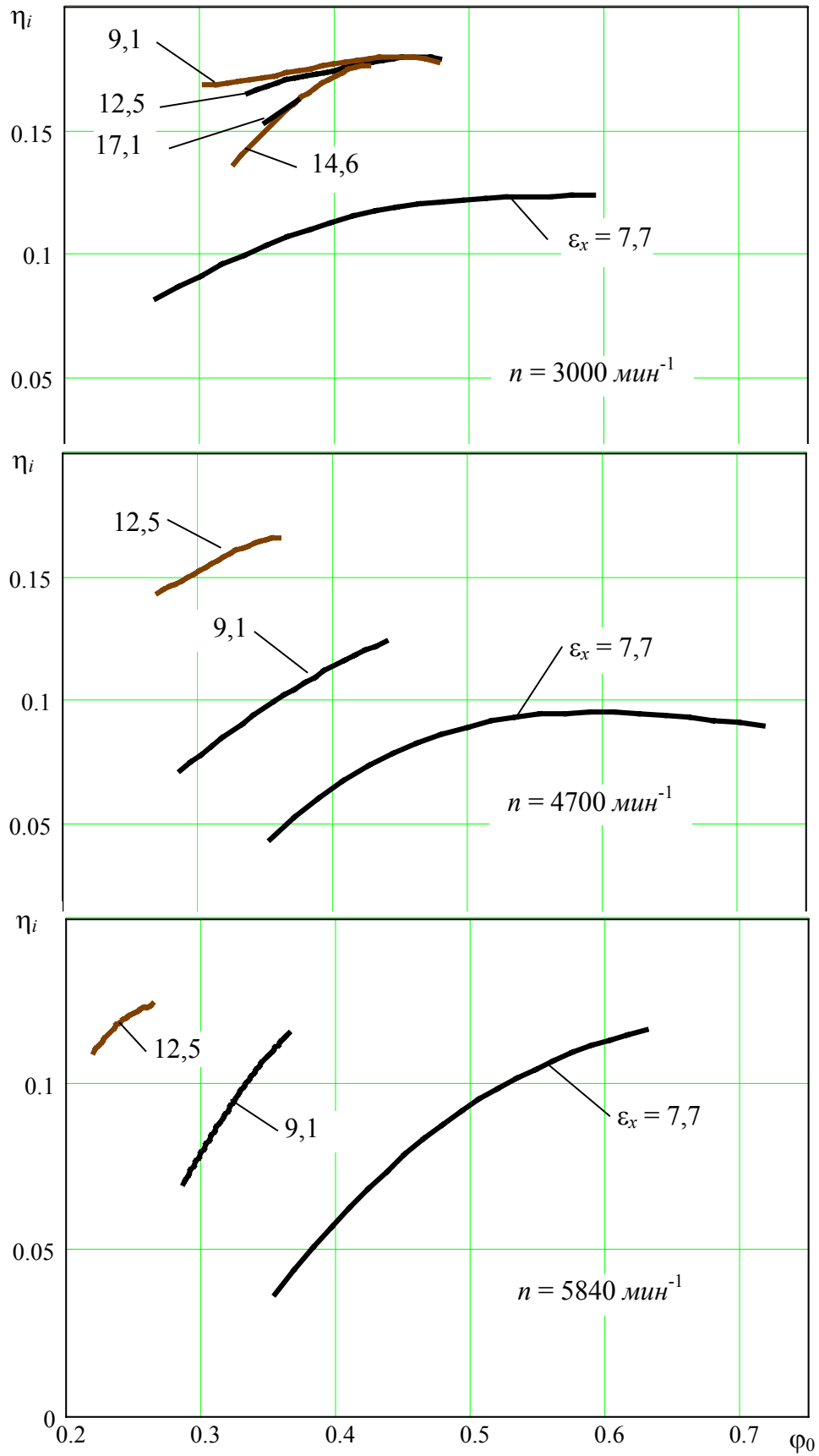


Рис. 4.17. Зависимости индикаторного к.п.д. от наполнения кривошипной камеры

С увеличением частоты вращения характер влияния ε на индикаторные показатели двигателя меняется, причем во всех случаях повышение степени сжатия однозначно ведет к увеличению N_i и η_i . Это связано с увеличением скорости сгорания за счет усиления с ростом n турбулизации заряда и сокращением тепловых потерь в цикле.

Следует заметить, что коэффициент наполнения кривошипной камеры не может в полной мере оценить нагрузку на двигатель, так как часть смеси теряется в процессе продувки. В связи с этим представляют интерес зависимости различных показателей от эффективной мощности.

Результаты эксперимента свидетельствуют, что регулирование степени сжатия на частичных нагрузках может снизить удельный индикаторный расход топлива до $450 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ (рис. 4.18).

Представленные на рис. 4.19 зависимости удельного индикаторного расхода топлива от эффективной мощности показывают, что увеличение ε_x сопровождается снижением g_i во всем диапазоне N_e . При этом снижение удельного индикаторного расхода топлива может достигать 50...60 % на малых нагрузках и имеет максимальное снижение при работе двигателя на холостом ходу.

На основе полученных экспериментальных кривых $g_i = f(N_e)$ построена зависимость величины минимального (оптимального) удельного индикаторного расхода топлива $g_{i\text{ onm}}$ от мощности двигателя (пунктирная линия a на рис. 4.19). Очевидно, кривая a представляет собой характеристику оптимального регулирования степени сжатия по нагрузке двигателя при данной частоте вращения коленчатого вала.

Полученные для различных скоростных режимов зависимости $g_{i\text{ onm}}$ от нагрузки показывают:

- величина $g_{i\text{ onm}}$ в широком диапазоне нагрузки изменяется незначительно и находится в пределах $450...600 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$;
- на холостом ходу $g_{i\text{ onm}}$ практически не зависит от скоростного режима;

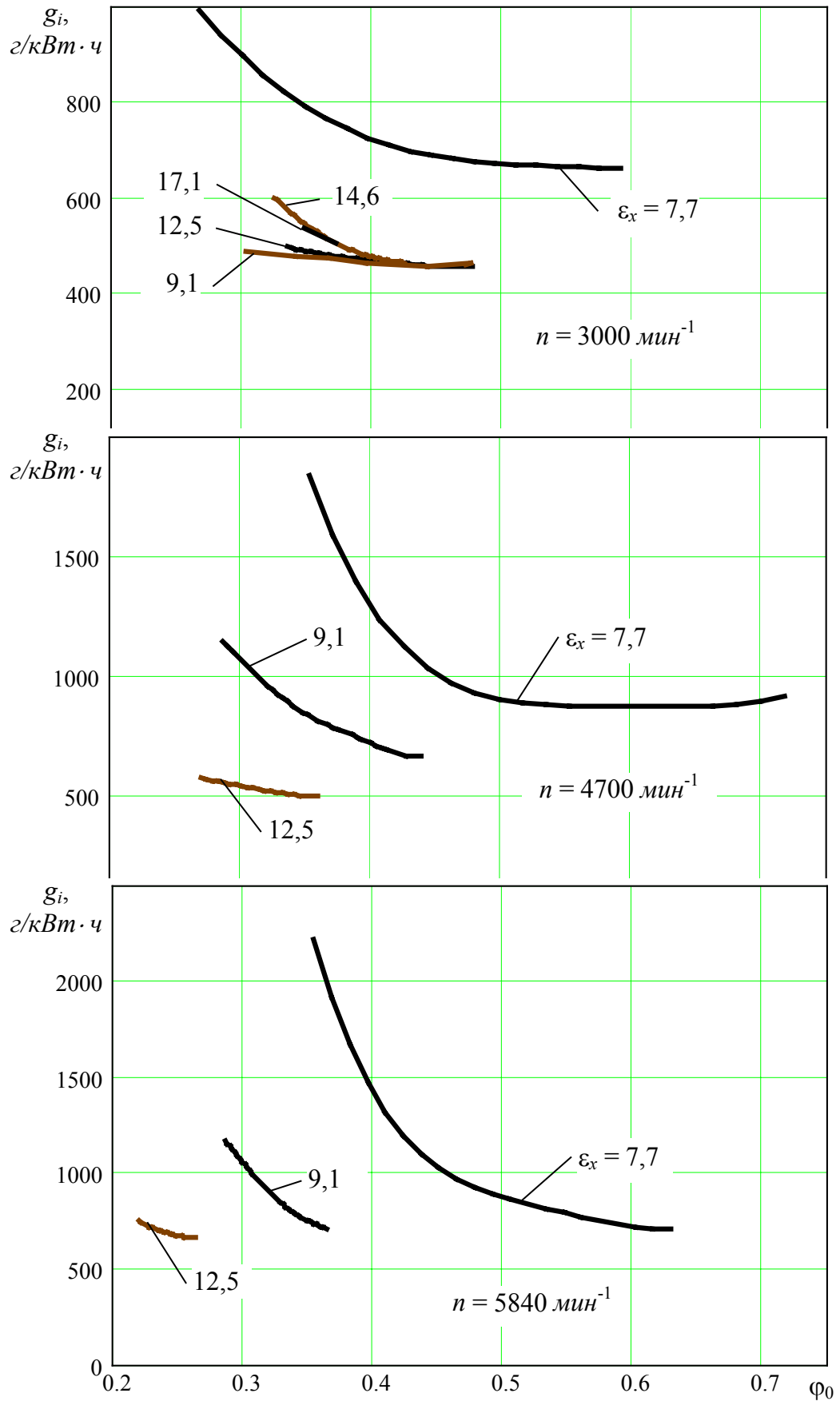


Рис. 4.18. Зависимости удельного индикаторного расхода топлива от наполнения кривошипной камеры

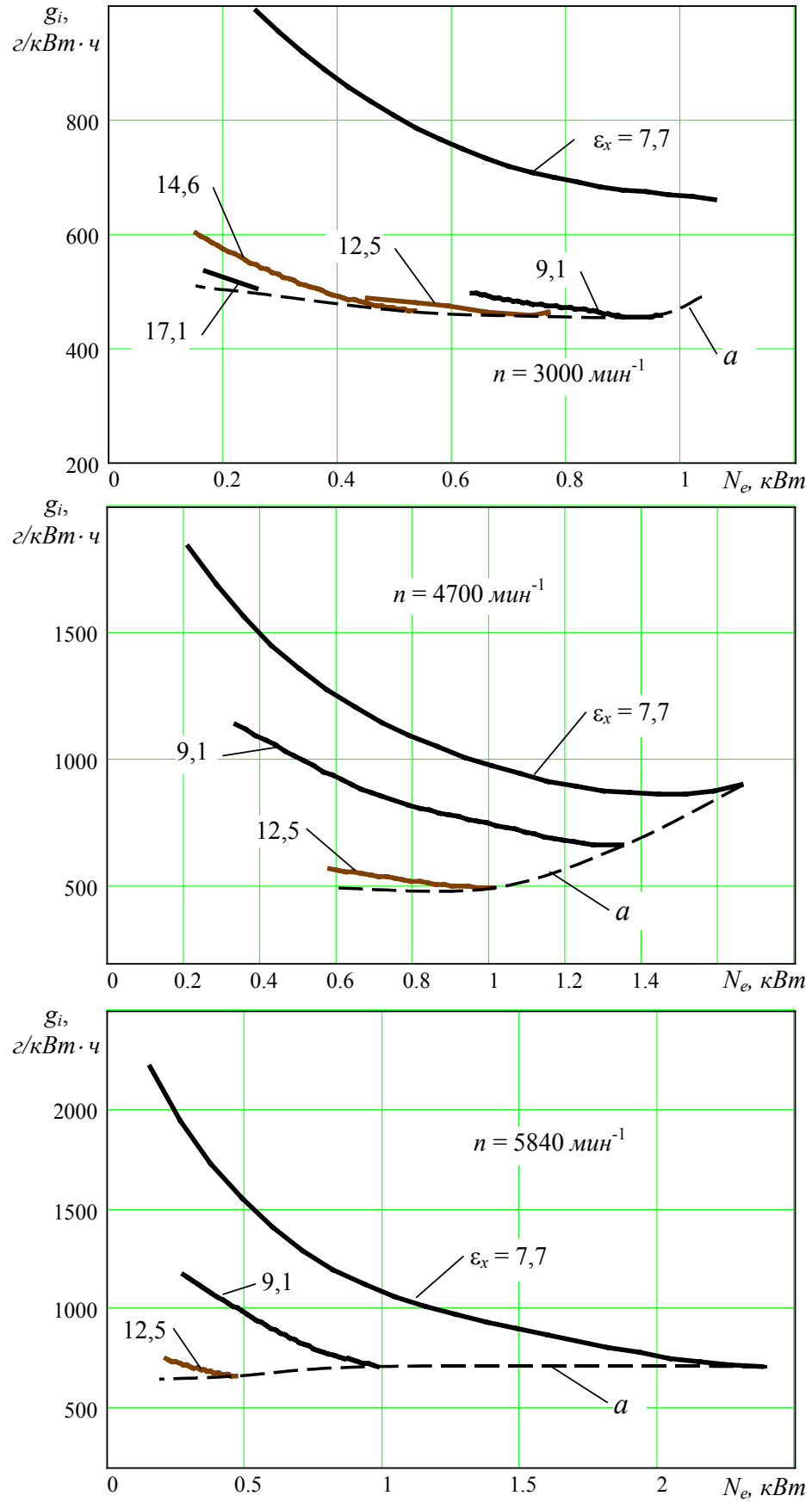


Рис. 4.19 Зависимости удельного индикаторного расхода топлива от эффективной мощности

– при снижении нагрузки и одновременном увеличении степени сжатия оптимальное значение удельного индикаторного расхода топлива уменьшается, стремясь к значению g_i на номинальном режиме.

В результате экспериментальных исследований установлено, что минимальное значение удельного индикаторного расхода топлива в двигателе с КШМ достигается при степенях сжатия около 12,5 на всех скоростных режимах. Данные, полученные для $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, показывают, что регулирование ε_x выше 12,5 при снижении нагрузки ведет к некоторому увеличению $g_{i \text{ ном}}$. Это может быть следствием увеличения относительной площади поверхности камеры сгорания и некоторого роста прямых потерь смеси при продувке в результате увеличения производительности продувочного компрессора. Этот вывод подтверждается экспериментальными данными по влиянию ε_x на токсичность отработавших газов (см. подраздел 4.5).

Очевидно, что в условиях эксплуатации двигателя регулирование степени сжатия на частичных режимах необходимо осуществлять в зависимости от эффективного удельного расхода топлива. На рис. 4.20 представлены экспериментальные зависимости g_e от N_e при различных значениях частоты вращения коленчатого вала.

Как видно, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ увеличение ε_x от 7,7 до 9,1 приводит к значительному снижению g_e , что обусловлено в основном снижением g_i . Механические потери в этом случае возрастают незначительно (рис. 4.21). Дальнейшее повышение ε_x сопровождается некоторым повышением g_e . Это можно объяснить тем, что для данного скоростного режима дальнейшее увеличение ε_x сопровождается преобладающим ростом механических потерь. Отсюда можно заключить, что каждому скоростному режиму отвечает определенное оптимальное значение ε_x , которое возрастает с увеличением n .

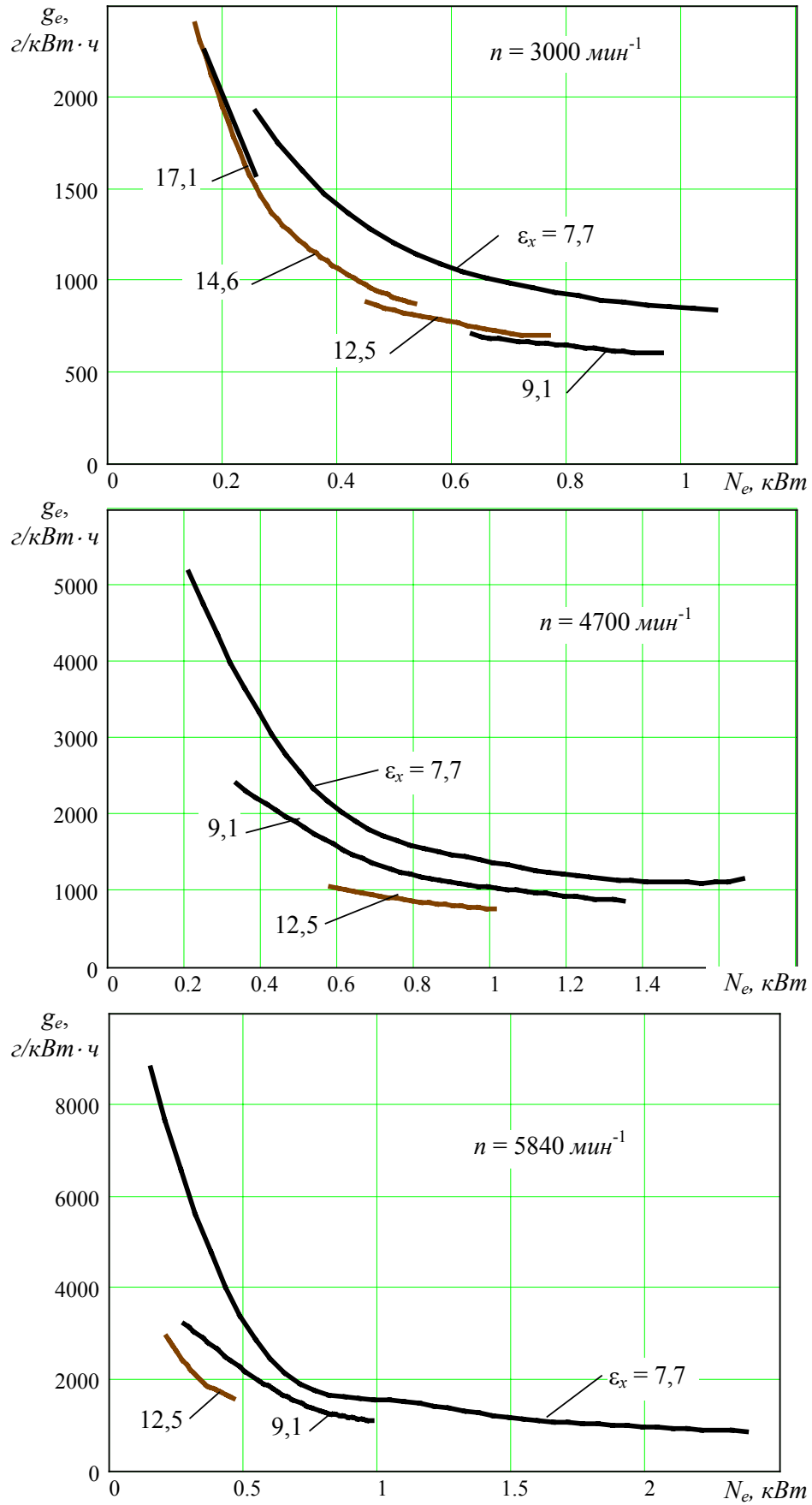


Рис. 4.20 Зависимости удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности

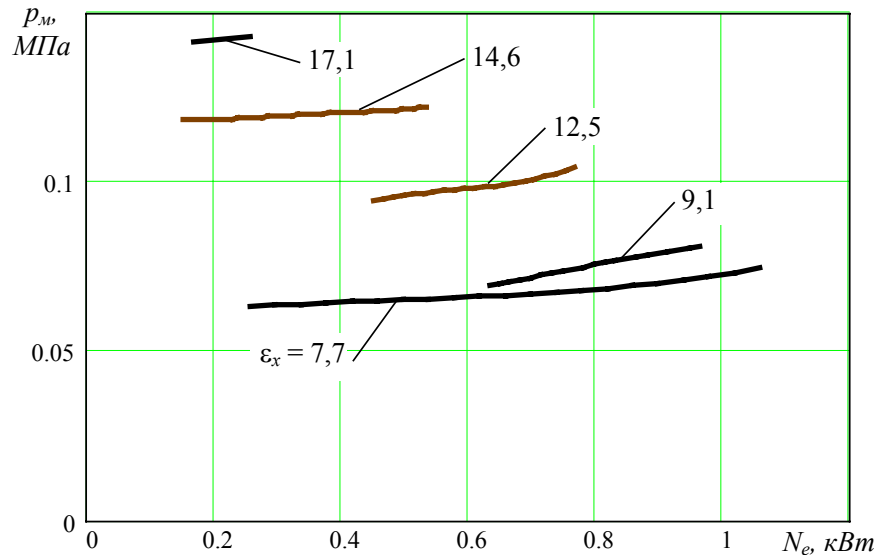


Рис. 4.21 Зависимость среднего давления механических потерь от эффективной мощности при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 4.22 показаны кривые зависимости механического к.п.д. двигателя от нагрузки. Увеличение ϵ_x на всех скоростных режимах приводит к снижению величины η_m . Темп снижения η_m примерно одинаков на различных режимах и в среднем составляет 0,015...0,025 на единицу ϵ_x . Максимальное значение $\eta_m = 0,82$ достигается на номинальном режиме при степени сжатия, заданной заводом-изготовителем.

Опыты показывают (рис. 4.23), что степень сжатия при различных n оказывает неоднозначное влияние на эффективный к.п.д. двигателя. Как видно, при всех значениях ϵ_x с увеличением частоты вращения коленчатого вала и снижением нагрузки эффективный к.п.д. двигателя существенно уменьшается.

Очевидно, на каждом скоростном режиме должно быть свое оптимальное значение степени сжатия $\epsilon_{\text{опт}}$, выше которого повышать ϵ_x нецелесообразно. При увеличении n значение $\epsilon_{\text{опт}}$ возрастает и может быть недостижимо из-за ограниченных возможностей регулирования. В таком случае регулировка ϵ_x целесообразна во всем возможном диапазоне.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что в случае регулирования ϵ_x на частичных режимах в экспериментальном двухтактном бензиновом двигателе с кривошипно-шатунным механизмом степень сжатия целесооб-

разно изменять от 7 до 14.

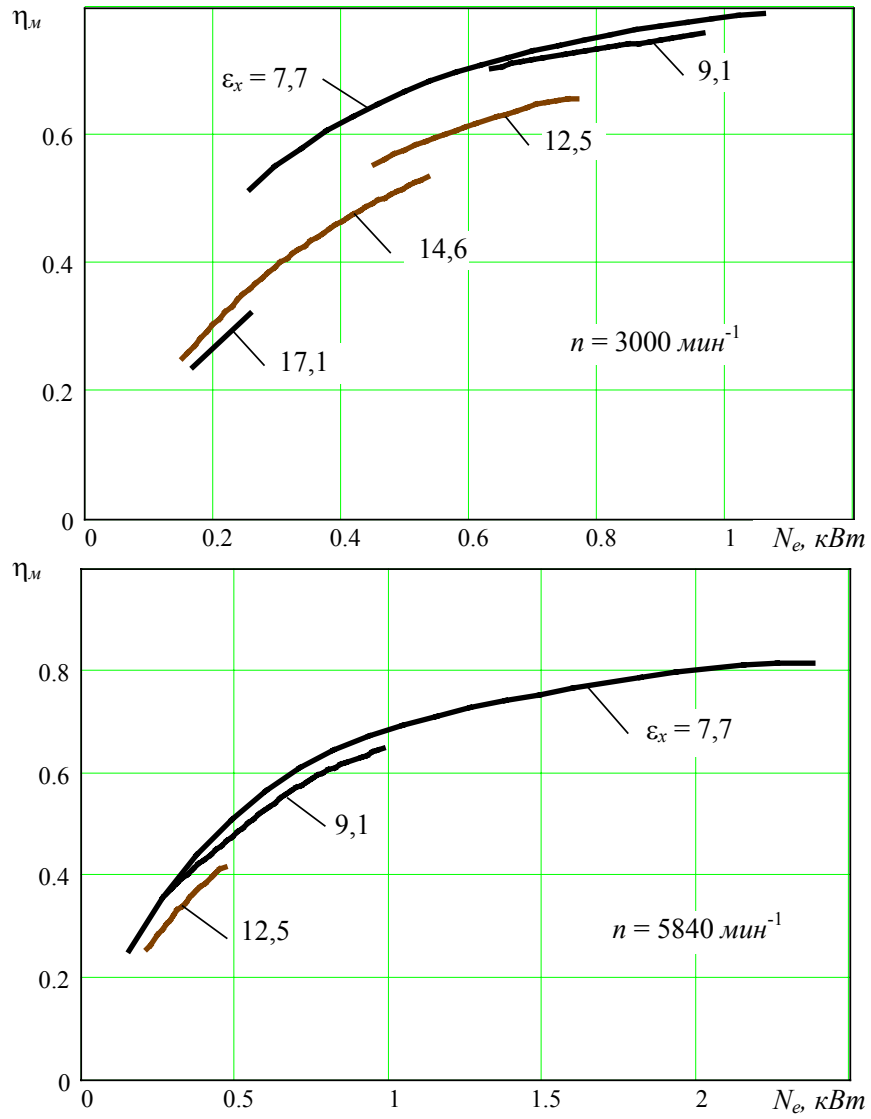


Рис. 4.22 Зависимости механического к.п.д. от эффективной мощности

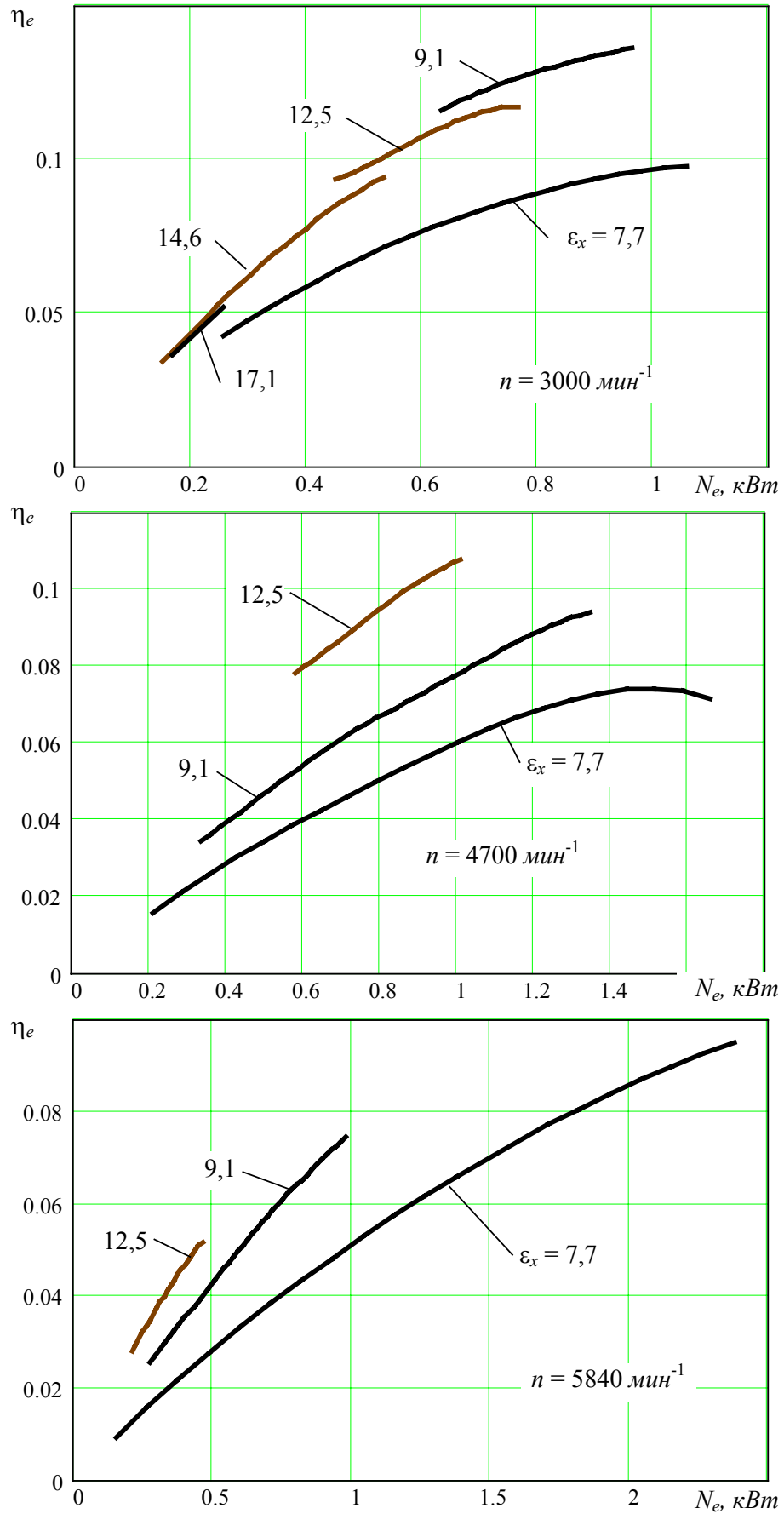


Рис. 4.23 Зависимости эффективного к.п.д. от эффективной мощности

4.2.2. Результаты исследования экспериментального бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом

Изменение кинематики поршня в бесшатунном двигателе, связанное с применением кривошипно-кулисного механизма [72], оказывает существенное влияние на рабочий процесс. В этом двигателе уменьшение скорости поршня в районе в.м.т. приводит к снижению тепловых потерь в процессе сгорания и увеличению степени последующего расширения.

Кроме того, как было показано выше (см. рис. 4.6), применение кривошипно-кулисного механизма заметно уменьшает время-сечение выпускного и продувочных окон, что приводит к снижению максимальной мощности в бесшатунном двигателе по сравнению с обычными ДВС. Как показали исследования [137], в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом необходима корректировка фаз газораспределения.

Результаты опытов показали положительное влияние кинематики поршня бесшатунного двигателя на его индикаторные показатели (рис. 4.24). Как видно, например, при $N_e = 0,8 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\varepsilon_x = 7,7$ удельный индикаторный расход топлива ниже на 11 % по сравнению с экспериментальным классическим двигателем. Это объясняется относительно малыми прямыми потерями смеси в процессе газообмена из-за меньшего время-сечения выпускного окна, а также лучшим протеканием процесса сгорания.

Анализ полученных данных показывает, что увеличение степени сжатия в бесшатунном двигателе сопровождается более равномерным снижением удельного индикаторного расхода топлива. Это можно объяснить тем, что с уменьшением высоты выпускного и продувочных окон по мере увеличения ε_x темпы снижения прямых потерь смеси замедляются. При высоких степенях сжатия влияние кинематики поршня на улучшение индикаторных показателей двигателя усиливается.

Полученные результаты показывают, что при $\varepsilon_x = 17,1$ в бесшатунном двигателе удельный индикаторный расход топлива может быть снижен до 21 %.

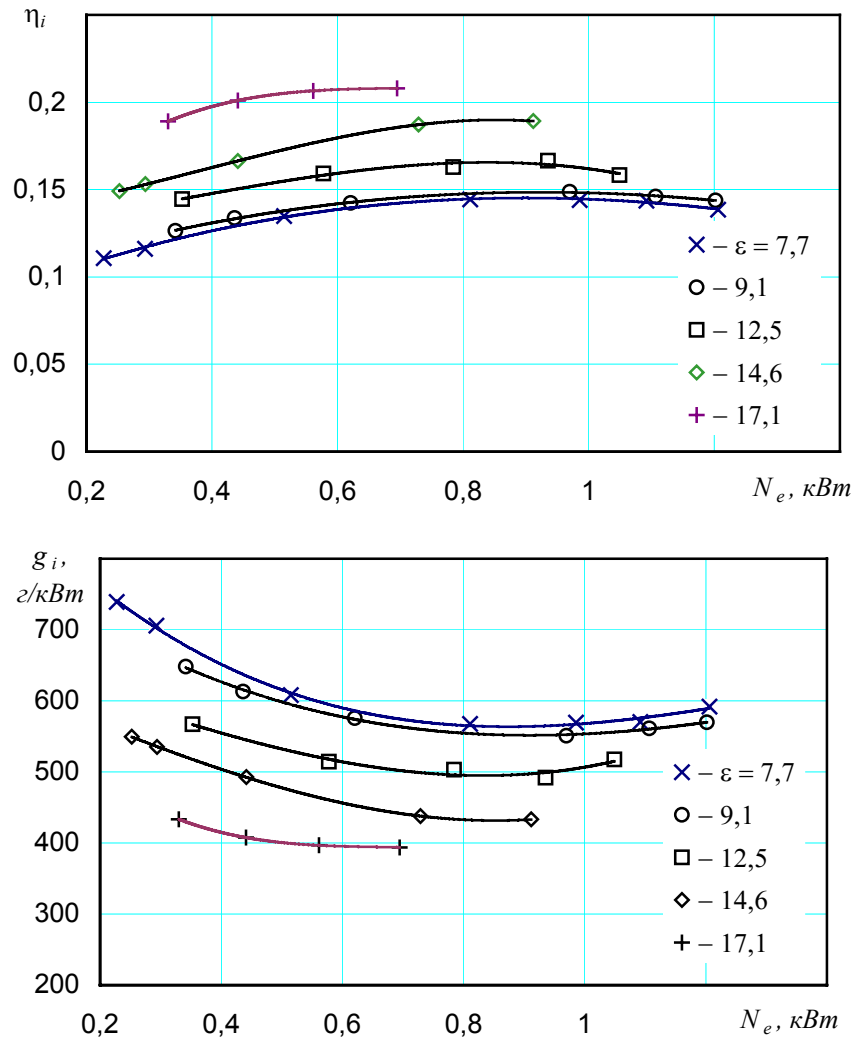


Рис. 4.24. Зависимость индикаторных показателей бесшатунного двигателя от нагрузки:

$$n = 3000 \text{ мин}^{-1}$$

Повышение топливной экономичности бесшатунного двигателя связано не только с кинематикой поршня, но и с малыми механическими потерями из-за отсутствия боковой силы, действующей на поршень.

В этой связи представляет интерес вопрос о зависимости механических потерь в бесшатунном двигателе от степени сжатия. Эта зависимость в бесшатунном двигателе при различной нагрузке показана на рис. 4.25.

Сравнение результатов исследований механических потерь на двух двигателях (бесшатунном и классическом) позволило оценить влияние степени сжатия на механические потери в ДВС с различной кинематикой поршня.

Из сопоставления рис. 4.21 и 4.25 можно заключить, что в бесшатунном двигателе по сравнению с классическим ДВС механические потери при одинако-

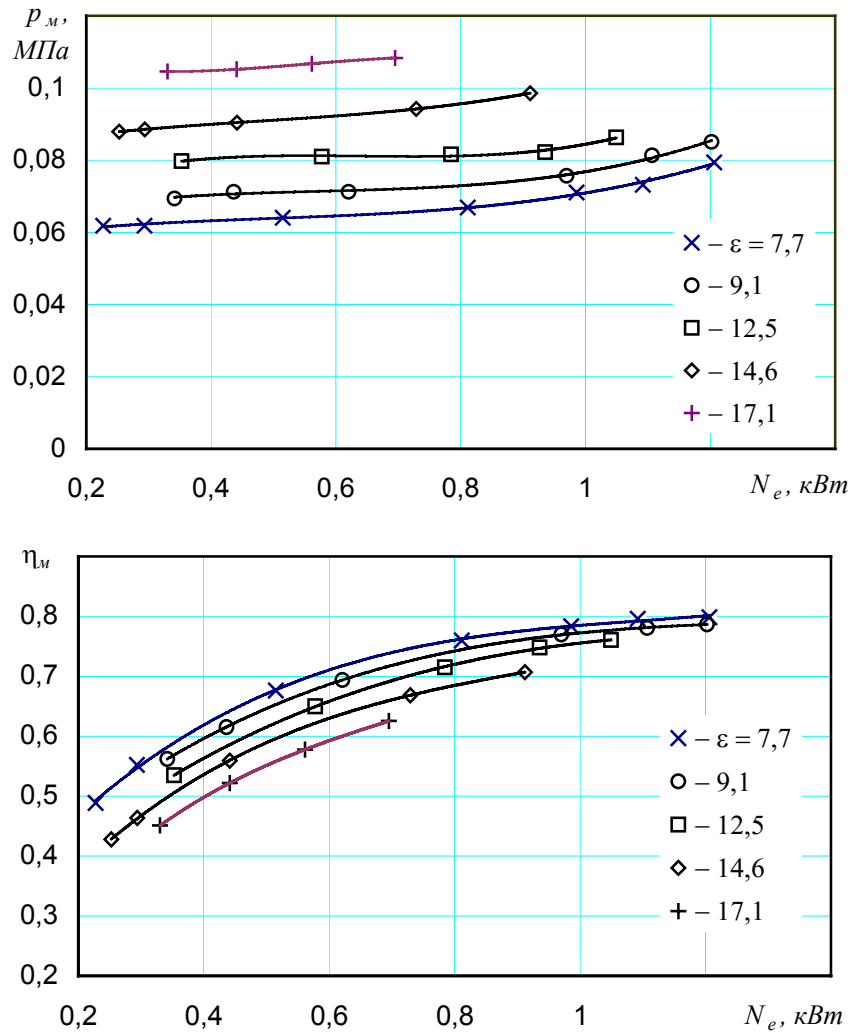


Рис. 4.25. Влияние нагрузки на механические потери в бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

вых N_e и ϵ_x во всех случаях ниже. Кроме того, с повышением степени сжатия разница в величине механических потерь существенно возрастает (рис. 4.26).

Так, при степени сжатия 7,7 механические потери в бесшатунном двигателе ниже, чем в классическом ДВС на 1,5...2 %, а при $\epsilon_x = 17,1$ — на 26 %. Это связано с различными темпами роста величины p_m при изменении степени сжатия. Например, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ повышение ϵ_x на единицу приводило к увеличению механических потерь в двигателе с КШМ в среднем на 12,6 %, а в бесшатунном — на 7 %, а механический к.п.д. соответственно снижался в среднем на 0,022 и 0,012.

Выявленные преимущества бесшатунного двигателя по индикаторным по-

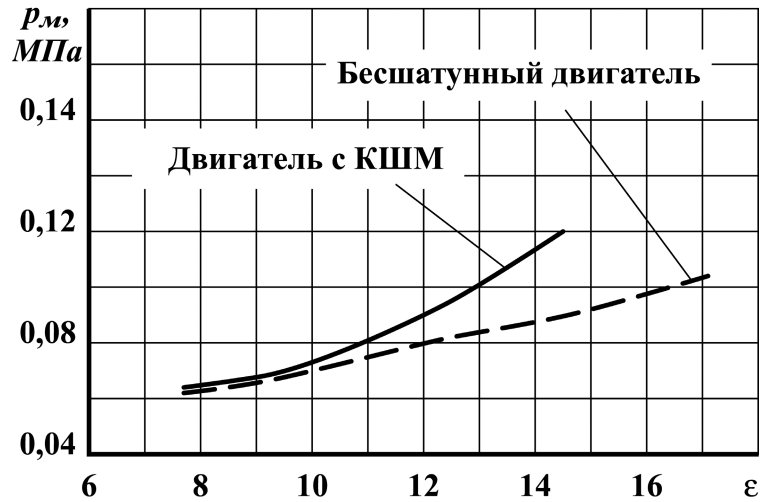


Рис. 4.26. Влияние ϵ_x на механические потери в двигателях с ККМ и КШМ: $N_e = 0,4 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

казателям и механическим потерям существенно проявляются на его эффективных показателях (рис. 4.27).

Как было показано выше, в двигателе с КШМ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ повышать степень сжатия выше 9...10 оказалось не целесообразным из-за роста механических потерь и увеличения величины g_e . Из анализа результатов опытов можно заключить, что в бесшатунном двигателе в отличие от классического удельный эффективный расход топлива снижается с повышением степени сжатия на всех скоростных и нагрузочных режимах. Это позволяет устанавливать ϵ_x в бесшатунном двигателе на максимально возможном уровне — по началу детонации или самовоспламенения бензозапаляющей смеси.

Полученные данные [138, 139] показывают, что регулирование ϵ_x в бесшатунном двигателе может повысить топливную экономичность на малых нагрузках более чем на 15% по сравнению с двигателем с КШМ и изменяемой степенью сжатия (рис. 4.28), а по отношению к классическому двигателю с фиксированной степенью сжатия — на 30...45 %.

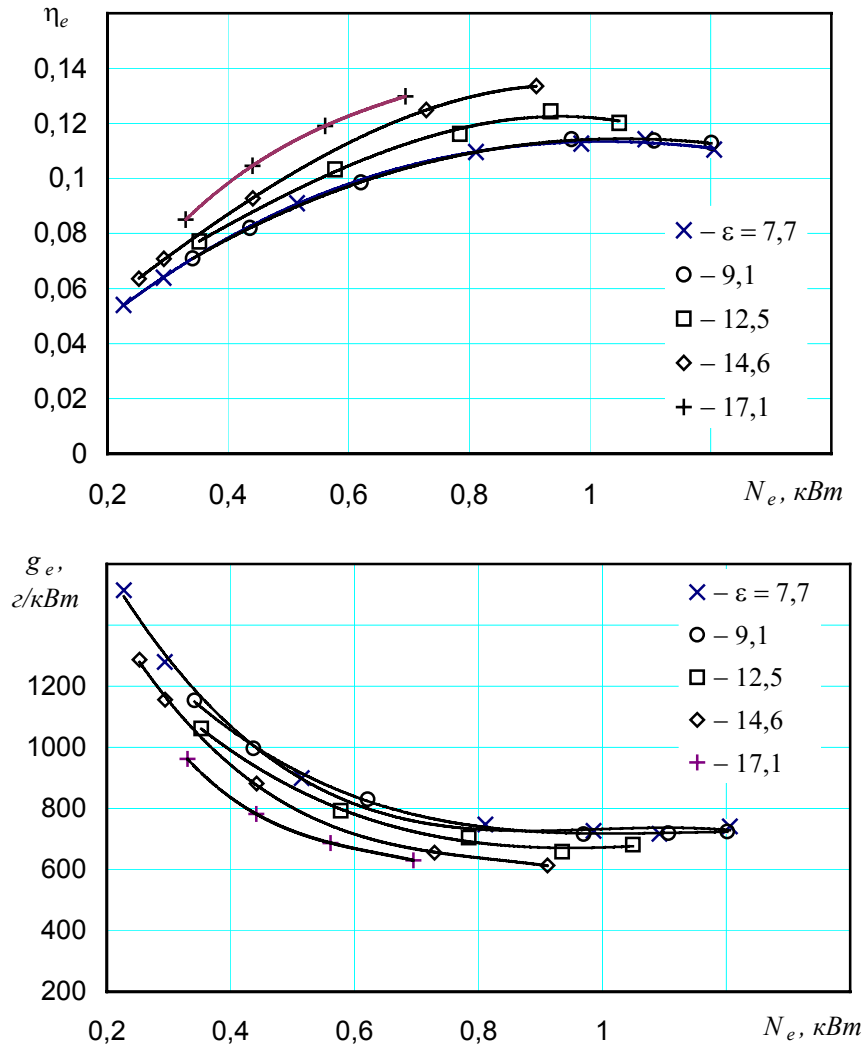


Рис. 4.27. Зависимость эффективных показателей бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом от нагрузки: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

4.3. Экспериментальные данные для расчета двигателя

4.3.1. Определение дополнительных параметров на впуске

Так как из литературных источников нам неизвестны данные об изменении давления во впускном трубопроводе на частичных режимах, то в качестве фактора, задающего нагрузочный режим, при выполнении расчетов будем использовать угол открытия дроссельной заслонки в % от максимального значения.

Известно, что потери давления $\Delta p_{вн}$ — параметр, изменяющийся в зависимости от скорости движения свежего заряда во впускном трубопроводе и сопро-

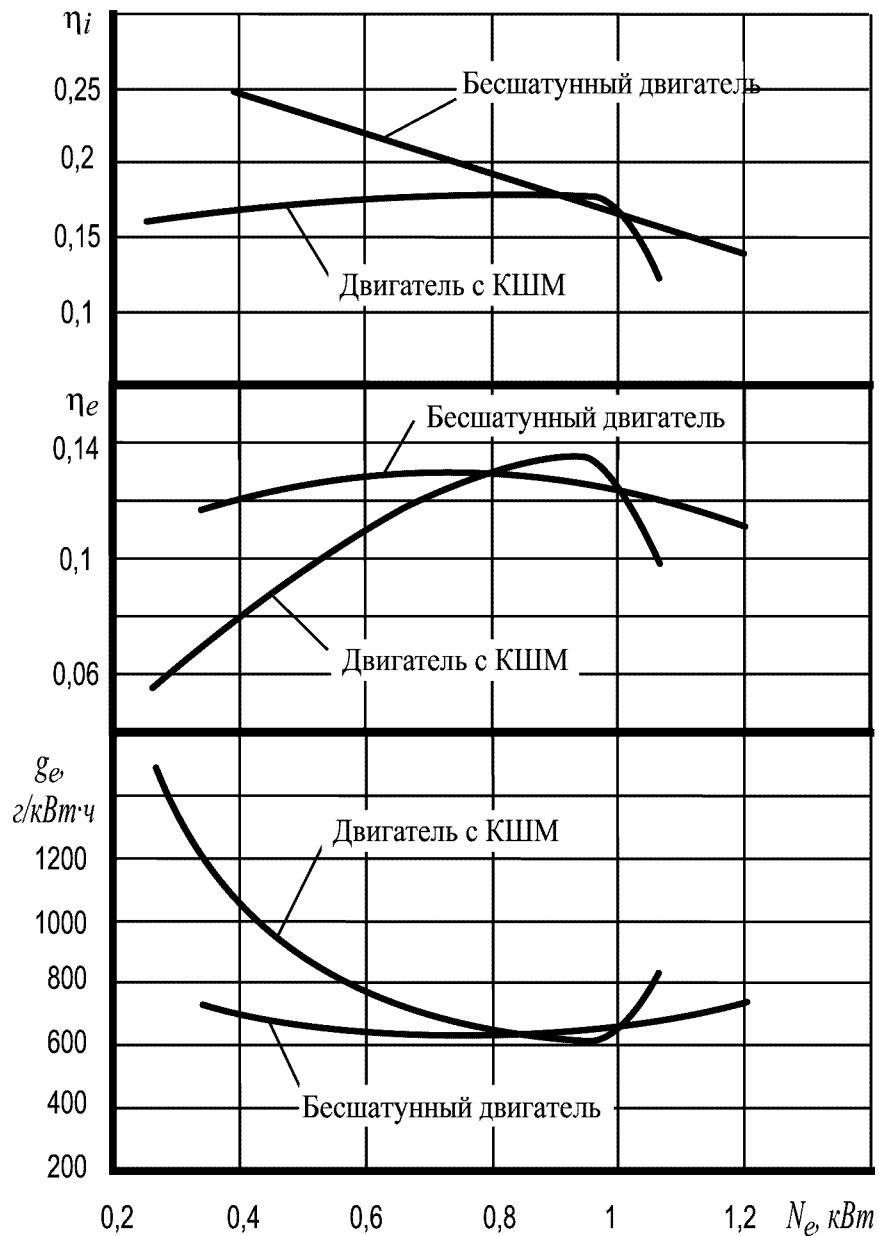


Рис. 4.28. Зависимость показателей двигателей с КШМ и ККМ от нагрузки при регулировании степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

тивления впускной системы двигателя. В экспериментальном двигателе с коротким впускным патрубком сопротивлением по длине трубопровода можно пренебречь, тогда сопротивление впускной системы будет определяться только положением дроссельной заслонки.

Как отмечалось выше, сопротивление впускной системы двигателя может быть учтено коэффициентом дросселирования впускного трубопровода $\lambda_{вп}$.

Проведенные многочисленные эксперименты показали, что на различных

скоростных режимах зависимость $\lambda_{\text{вп}}$ от положения дроссельной заслонки имеет вид, как показано на рис. 4.29.

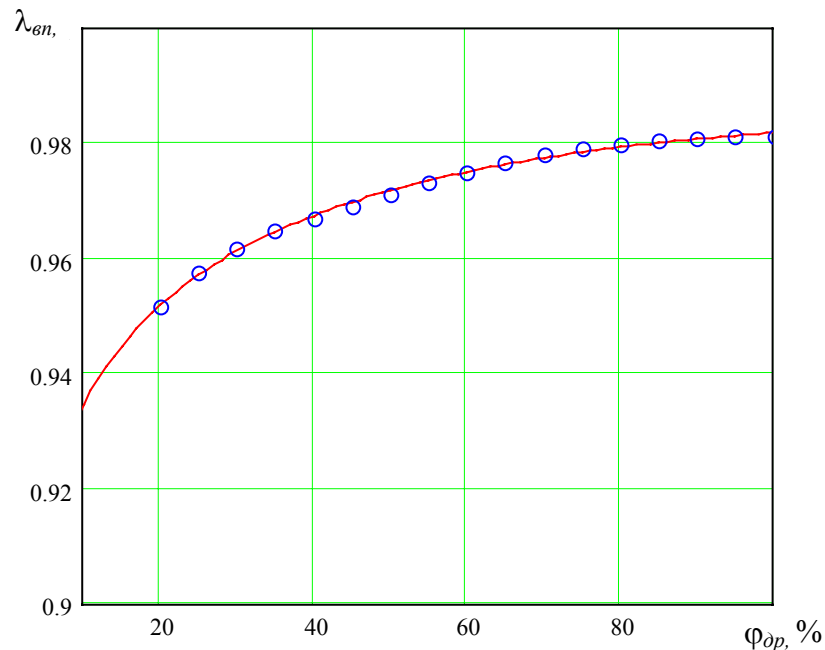


Рис. 4.29. Зависимость изменения коэффициента дросселирования $\lambda_{\text{вп}}$ впускного трубопровода от угла открытия дроссельной заслонки в %: $n = 4700 \text{ мин}^{-1}$

Экспериментальная зависимость с достаточной точностью может быть описана кривой вида

$$\lambda_{\text{вп}} = (a + b \ln(\varphi_{др}) + c \varphi_{др}) \lambda_{\text{вп} N}, \quad (3.18)$$

где a , b и c — коэффициенты, зависящие от частоты вращения коленчатого вала двигателя;

$\lambda_{\text{вп} N}$ — коэффициент дросселирования впускного трубопровода на номинальном режиме работы двигателя;

$\varphi_{др}$ — %-т открытия дроссельной заслонки.

Аппроксимацией были получены зависимости коэффициентов a , b и c от частоты вращения коленчатого вала при степени сжатия, заданной заводом-изготовителем, в виде степенной функции

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,9641 - 0,003391 \cdot 1,0006^n; \\ b &= 0,009715 \cdot 10^{-3} + 9,933 \cdot 10^{-4} \cdot 1,0006^n; \\ c &= 1,386 \cdot 10^{-4} - 1,525 \cdot 10^{-5} \cdot 1,0006^n. \end{aligned} \right\}, \quad (3.19)$$

где n — в мин^{-1} .

Зависимость λ_{en} от частоты вращения коленчатого вала и $\varphi_{др}$, построенная по уравнениям (3.18) и (3.19), показана на рис. 4.30.

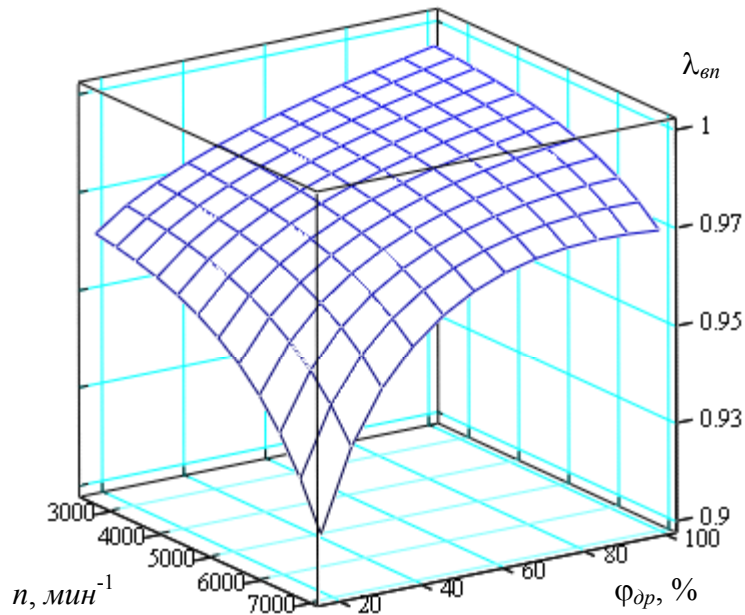


Рис. 4.30. Зависимость λ_{en} от частоты вращения коленчатого вала n и $\varphi_{др}$: $\varepsilon = 7$

Анализ поверхности, представленной на рис. 4.30, показывает, что характер зависимости λ_{en} от $\varphi_{др}$ остается постоянным при изменении n , так как он определяется изменением коэффициента местного сопротивления карбюратора при изменении положения дроссельной заслонки. Зависимость λ_{en} от n при фиксированных положениях дроссельной заслонки также остается неизменной и зависит от влияния на λ_{en} скорости потока свежего заряда в трубопроводе.

Следует отметить, что степень сжатия оказывает влияние и на λ_{en} . Как отмечалось ранее, величина степени сжатия в кривошипной камере слабо зависит от степени сжатия в цилиндре (см. рис. 4.1), поэтому влиянием изменения величины $\varepsilon_{кх}$ в данном случае можно было бы пренебречь. Однако время открытия впускного окна при различных $\varepsilon_{кх}$ существенно влияет на газодинамические яв-

ления во впускном трубопроводе и, соответственно, на λ_{en} .

Экспериментально полученная зависимость λ_{en} от ε_x на частичных нагрузках показана на рис. 4.31. Как видно, эта зависимость (линия 1) близка к линейной и достаточно хорошо совпадает с расчетной (линия 2).

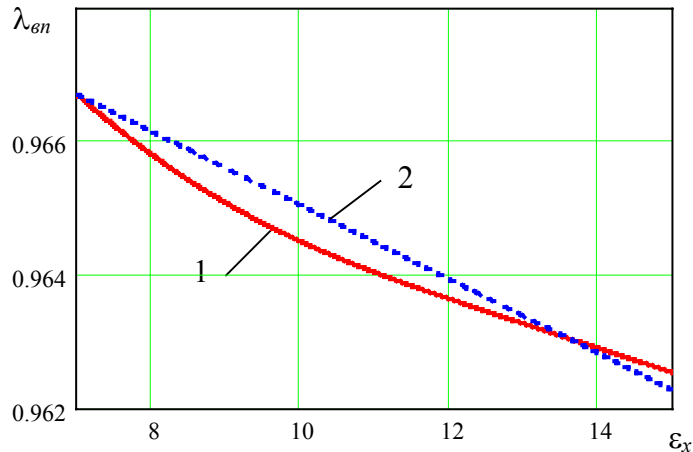


Рис. 4.31. Зависимость λ_{en} от ε при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{op} = 25\%$: 1 — экспериментальная; 2 — расчетная

Влияния степени сжатия на величину Δp_{en} может быть учтено поправочным коэффициентом

$$k_\varepsilon = \frac{\lambda_{en}}{\lambda_{en.б}}, \quad (3.20)$$

где $\lambda_{en.б}$ — значение, полученное для базовой степени сжатия (заданной заводом-изготовителем) по формулам (3.18) и (3.19).

На основе экспериментальных данных получена зависимость коэффициента k_ε от степени сжатия

$$k_\varepsilon = 1,004 - 5,737 \cdot 10^{-4} \varepsilon_x. \quad (3.21)$$

Значения λ_{en} , полученные по эмпирическим зависимостям (3.18) и (3.21) отличаются от экспериментальных не более чем на 5...7%.

Предложенные зависимости могут быть использованы при расчете рабочего процесса одноцилиндрового двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой, имеющего короткий впускной трубопровод.

4.3.2. Механические потери в двигателе

Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования показал, что увеличение степени сжатия оказывает существенное влияние на механические потери в двигателе. Кроме того, среднее давление механических потерь при регулировании ϵ_x существенно зависит от типа механизма преобразования движения поршня. Очевидно, что на частичных режимах работы в сопоставляемых вариантах двигателей на величину p_m будут оказывать влияние такие факторы, как:

- производительность продувочного компрессора;
- скорость движения поршня;
- насосные потери в процессах газообмена в двигателе и продувочном компрессоре;
- максимальное давление в цилиндре двигателя;
- распределение сил, действующих в механизме преобразования движения поршня;
- распределение сил, действующих в цилиндропоршневой группе.

Глубокий анализ и количественная оценка влияния отдельных факторов представляют собой отдельную задачу.

В данной работе представляется целесообразным определять значение p_m в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя при переменной степени сжатия и различных механизмах преобразования движения поршня.

В связи с этим на основе экспериментальных данных было получено среднее давление механических потерь $p_{m\delta}$ в зависимости от наполнения кривошипной камеры и частоты вращения коленчатого вала

$$p_{m\delta} = \left[0,4814 - 2,274 \cdot 10^{-5} n + (0,1203 + 1,625 \cdot 10^{-12} n^3) \Phi_0^2 \right] p_{mN}, \quad (3.22)$$

где p_{mN} — среднее давление механических потерь на номинальном режиме работы двигателя при степени сжатия заданной заводом изготовителем.

Тогда величину p_m можно определить по формуле

$$p_m = p_{m\sigma} k_{m\varepsilon}, \quad (3.23)$$

где $k_{m\varepsilon}$ — коэффициент, учитывающий влияние переменной степени сжатия на механические потери.

Учитывая различный темп роста механических потерь в двигателях с различной кинематикой, коэффициент $k_{m\varepsilon}$ может быть определен по формулам соответственно для классического и бесшатунного двигателя

$$\left. \begin{aligned} k_{m\varepsilon_{кл}} &= 1 + 0,126(\varepsilon_x - \varepsilon); \\ k_{m\varepsilon_{бд}} &= 1 + 0,07(\varepsilon_x - \varepsilon). \end{aligned} \right\} \quad (3.24)$$

Значения $p_{m\sigma}$ и p_m , полученные по эмпирическим зависимостям (3.22) и (3.23) отличаются от экспериментальных не более чем на 4...5 % и могут быть использованы для расчета эффективных показателей двигателей аналогичного типоразмера.

4.4. Сопоставление результатов расчета и эксперимента

С помощью предложенной методики были выполнены расчеты рабочего цикла двигателя для тех режимов работы, на которых проводились испытания. При проведении расчетов использовались показатели двигателя на номинальном режиме и полученные на основании литературных данных и экспериментов их зависимости от скоростного и нагрузочного режимов и степени сжатия. Графики расчетных и экспериментальных зависимостей некоторых индикаторных и эффективных показателей от нагрузки приведены на рис. 4.32.

Сопоставление полученных результатов показывает достаточно хорошую сходимость расчета и эксперимента. Отклонение результатов расчета от экспериментальных данных на различных режимах не превышало 7 %. Это свидетельствует о том, что использованные в методике зависимости являются достаточно

объективными.

Таким образом, предложенная методика расчета может быть использована для расчета двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и переменной степенью сжатия. Она позволяет получать показатели работы двигателя на частичных режимах и прогнозировать их изменение при регулировании ε_x .

Так, зависимость индикаторного и эффективного к.п.д. от N_e при регулировании степени сжатия (см. рис. 4.32) показывает, что при снижении нагрузки в бесшатунном двигателе увеличение ε_x целесообразно до максимально возможного значения с точки зрения нормального протекания рабочего процесса и по конструктивным соображениям.

Для получения достоверных сведений на основе расчетного исследования в расчет должны быть заложены сведения, полученные экспериментально для номинального режима работы исследуемого двигателя.

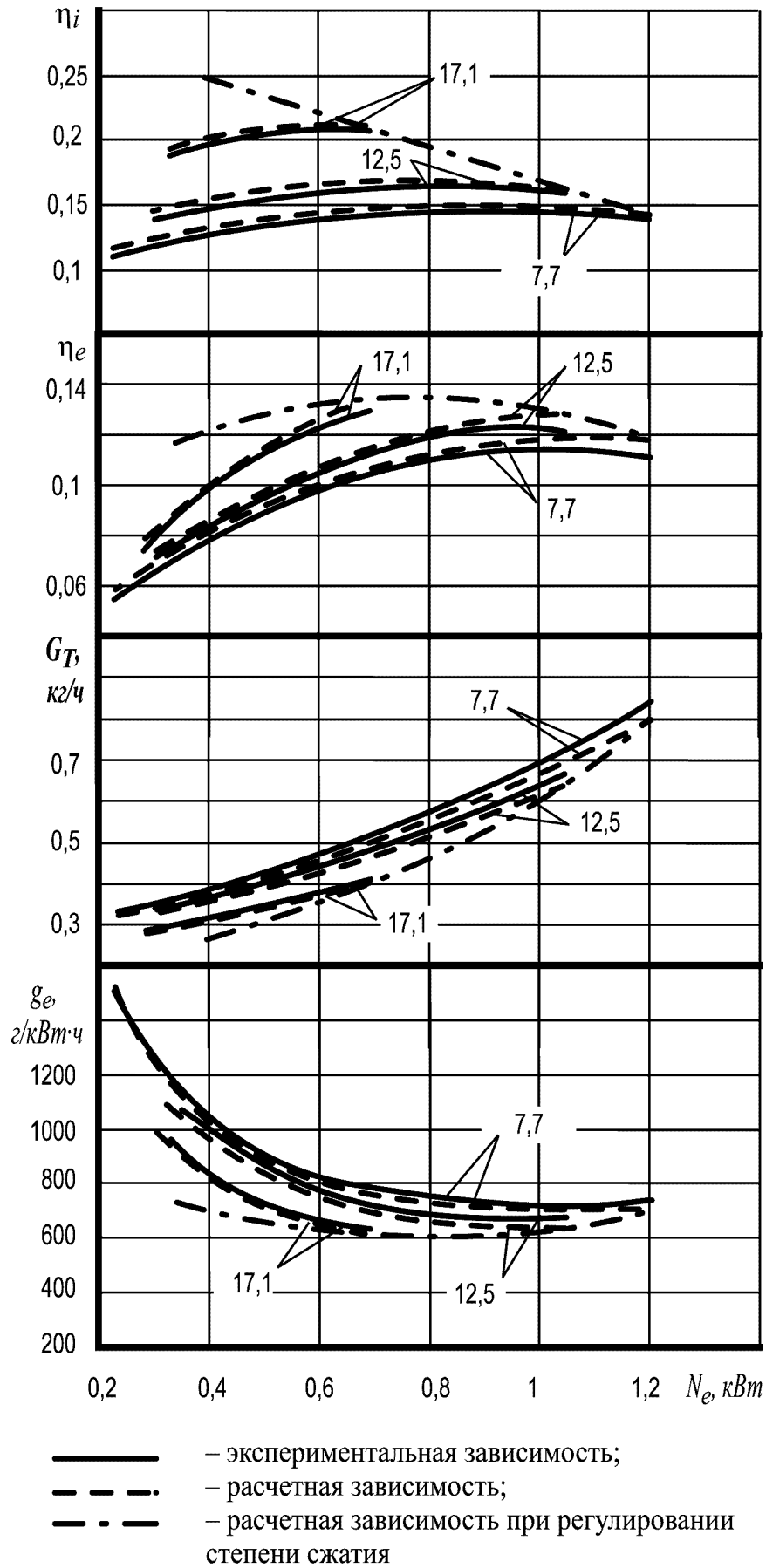


Рис. 4.32. Зависимости индикаторных и эффективных показателей бесшатунного двигателя: $n = 3000$ мин

4.5. Влияние степени сжатия на эмиссию токсичных компонентов отработавших газов

Определение токсичности ОГ двигателя производилось при снятии нагрузочных характеристик двигателя на различных скоростных режимах и степенях сжатия от 7 до 15 [140]. Характеристики снимались при заводских регулировках карбюратора. Угол опережения зажигания подбирался оптимальным, соответствующим бездетонационной работе двигателя.

Несгоревшие углеводороды

Опыты, проведенные на экспериментальном двигателе, показали, что с ростом ε_x эмиссия CH сначала уменьшается, а затем начинает повышаться (рис. 4.33). Такой характер изменения выбросов CH в зависимости от ε_x противоречит общепринятому мнению, согласно которому с повышением степени сжатия концентрация CH увеличивается. Это, по-видимому, связано с изменением фаз газораспределения при регулировании ε_x путем перемещения цилиндра, влияющих на наполнение кривошипной камеры и на процессы продувки. Кроме того, увеличение ε_x улучшает стабильность процесса сгорания и снижает количество пропусков воспламенения смеси.

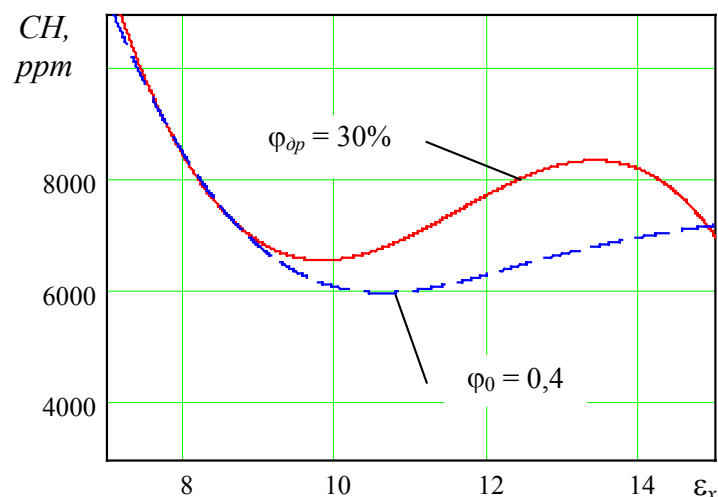


Рис. 4.33. Зависимость выбросов CH от степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Для получения наиболее полной картины влияния регулирования степени сжатия на выбросы CH проанализируем изменение концентрации CH отдельно

при фиксированном положении дроссельной заслонки $\varphi_{др} = 30\%$ и равных коэффициентах наполнения кривошипной камеры $\varphi_0 = 0,4$. Из графика (рис. 4.33) видно, что кривые зависимости CH от ε_x при фиксированном $\varphi_{др}$ и равных коэффициентах φ_0 не совпадают. Это связано с изменением наполнения кривошипной камеры при постоянном $\varphi_{др}$ при изменении величины ε_x (рис. 4.34). Такое изменение φ_0 в процессе регулирования ε_x может быть объяснено следующими явлениями. С повышением ε_x , с одной стороны, увеличивается время, отводимое на наполнение кривошипной камеры, а с другой – выпускное окно закрывается не вовремя и при движении поршня от верхней мертвой точки к нижней будет наблюдаться при одних значениях ε_x выброс свежего заряда обратно во впускную систему, а при других ε_x — дозарядка кривошипной камеры.

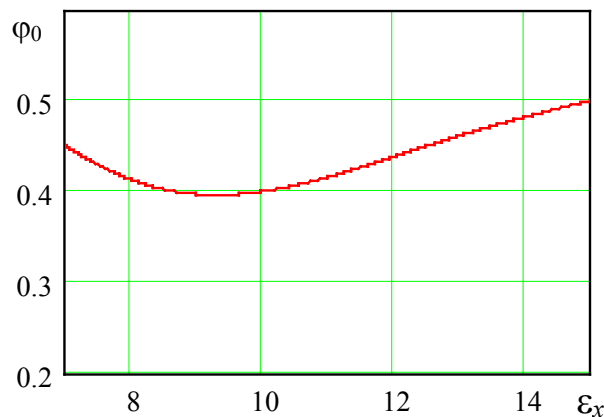


Рис. 4.34. Зависимость наполнения кривошипной камеры от степени сжатия: $\varphi_{др} = 30\%$, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Уменьшение высоты выпускного окна с увеличением ε_x (см. рис. 4.5) приводит к уменьшению времени отводимого на продувку и соответственно к снижению количества топлива теряемого через выпускное окно.

Увеличение степени сжатия от 7 до 11 сопровождается некоторым обеднением смеси (рис. 4.35). Это можно объяснить тем, что уменьшение объема камеры сгорания с ростом ε_x сопровождается увеличением турбулизации заряда, что приводит к улучшению процесса сгорания и одновременно обеднению смеси. Обеднение смеси и, кроме того, уменьшение прямых потерь в процессе продувки

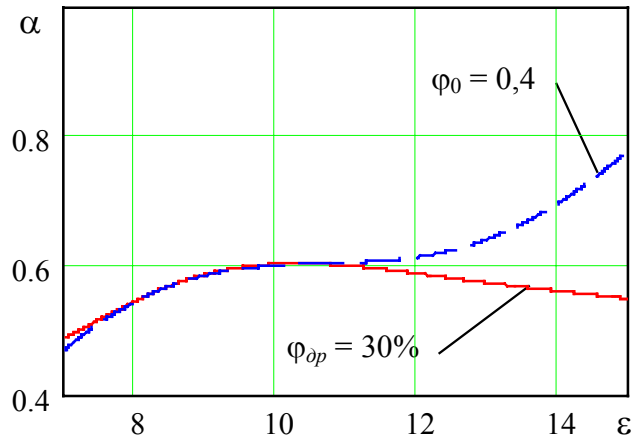


Рис. 4.35. Зависимость α от степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

определяют, на наш взгляд, снижение выбросов $СН$ в этом диапазоне изменения степени сжатия.

Однако следует заметить, что увеличение ε_x в диапазоне от 11 до 15 при одинаковых наполнениях кривошипной камеры сопровождается повышением коэффициента избытка воздуха α (кривая φ_0 на рис. 4.35) и одновременно приводит к существенному возрастанию выбросов $СН$ (см. рис. 4.33). Это объясняется тем, что в данном двигателе при таких степенях сжатия решающую роль на эмиссию $СН$ играют большая относительная поверхность камеры сгорания и эффект гашения турбулентности газов, что приводит к снижению температуры цикла, скорости сгорания и повышает нестабильность последовательных циклов.

Более высокие концентрации $СН$ по кривой φ_{op} (см. рис. 4.33) на участке $\varepsilon_x = 10 \dots 13,5$ связаны с увеличением наполнения кривошипной камеры при $\varphi_{op} = 30\%$ (см. рис. 4.34) и снижением α (см. рис. 4.35).

Испытания двигателя показали, что при повышении степени сжатия выше 13,5 и достаточном наполнении цилиндра происходит недетонационное самовоспламенение смеси, поджигаемой находящимся в ней маслом. При $\varepsilon_x = 14,9$, $\varphi_{op} = 30\%$ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ некоторое время наблюдалась устойчивая работа двигателя при выключенном зажигании. По-видимому, это объясняет тот факт, что при $\varepsilon_x > 13,5$ (см. рис. 4.33) наблюдается снижение концентрации $СН$ в отработавших газах двигателя. В этом случае подготовленная к воспламенению смесь

самовоспламеняется в удаленных от свечи зажигания зонах и догорает на линии расширения. Подобное явление подтверждается результатами исследований, приведенных в [133, 134, 141].

Следует отметить, что при регулировании степени сжатия на частичных нагрузках выбросы $СН$ снижаются на 30...35%, однако из-за наличия потерь топлива в процессе продувки их минимальные концентрации остаются достаточно высокими, порядка 6000...7000 *ppm*.

Оксиды азота

Как известно, в бензиновых двигателях основными факторами, влияющими на образование оксидов азота, являются максимальная температура в процессе сгорания, Махе-эффект, наличие свободного кислорода, скорость охлаждения продуктов сгорания и кинетика разложения оксидов азота. Об этом свидетельствуют работы целого ряда авторов [127, 132, 142, 143, 144]. Увеличение степени сжатия в четырехтактном ДВС сопровождается повышением температуры сгорания и, соответственно, увеличением выбросов NO_x и пиковых значений их текущих концентраций [46].

В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой имеется большее количество остаточных газов в камере сгорания. Связанные с этим особенности рабочего процесса двухтактного двигателя приводят к однозначному снижению выбросов NO_x , по сравнению с четырехтактным ДВС, на всех режимах работы.

При испытаниях экспериментального образца двигателя максимальная концентрация NO_x не превышала 100 *ppm* (рис. 4.36).

Изменение ϵ_x на частичных нагрузках неоднозначно сказывается на выбросах NO_x . Так как факторы, влияющие на образование NO_x , в основном зависят от α , состав смеси имеет определяющее значение. Следует отметить, что в двухтактных двигателях из-за высоких значений γ_r значения мощностного и экономичного составов смеси сдвигаются в сторону ее обогащения. Повышение же степени сжатия позволяет двигателю эффективно работать на более бедных сме-

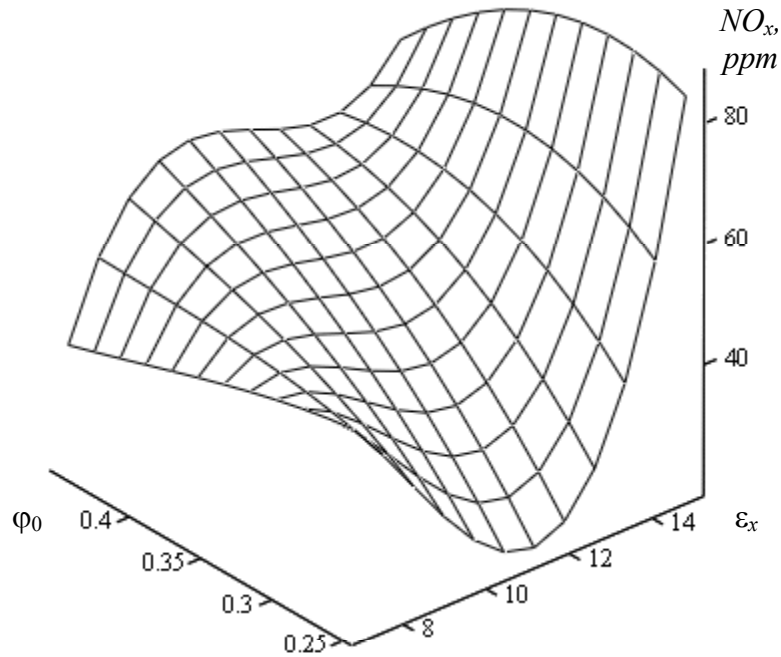


Рис. 4.36. Зависимость NO_x от φ_0 и ϵ_x при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

сях. Влияние ϵ_x на процессы впуска привело к изменению α в кривошипной камере, как показано на рис. 4.35 и 4.37. Увеличение количества кислорода в смеси создает условия для соответствующего роста эмиссии NO_x в отработавших газах.

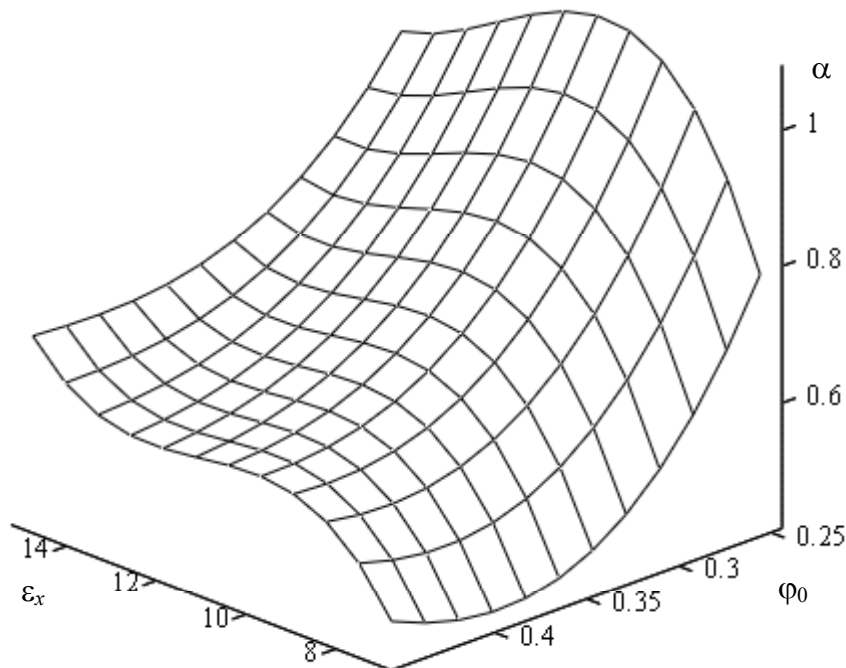


Рис. 4.37. Зависимость α от φ_0 и ϵ_x при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Как видно из рис. 4.36, при средних нагрузках ($\varphi_0 = 0,35 \dots 0,45$) рост концентрации NO_x в отработавших газах пропорционален обеднению смеси. Оче-

видно, это связано с тем, что по мере обеднения смеси с повышением степени сжатия скорость сгорания не уменьшалась из-за увеличения турбулизации заряда.

При малых наполнениях кривошипной камеры и $\varepsilon_x = 9 \dots 13$ выбросы NO_x имеют минимальное значение. Это можно объяснить тем, что при увеличении $\alpha > 1$ и наличии значительного количества остаточных газов скорость сгорания уменьшается, что снижает максимальную температуру цикла.

Существенное влияние на горение смеси оказывает форма камеры сгорания. Поскольку от формы камеры сгорания зависит турбулизация заряда, а следовательно и скорость сгорания, нельзя отрицать влияние формы камеры сгорания на образование оксидов азота.

Камера сгорания экспериментального двигателя (см. рис. 4.13) не является оптимальной и получена в результате конструктивной доработки с целью получения высоких степеней сжатия.

Увеличение степени сжатия ведет к уменьшению в большей степени объема полости B . При этом сообщение между полостями A и B ухудшается в связи с уменьшением зазоров между вытеснителем и цилиндром. Такое своеобразное разделение камеры сгорания ведет к увеличению в полости B турбулизации смеси и повышению скорости распространения фронта пламени. Очевидно, это является одной из причин снижения выбросов углеводородов при увеличении ε_x до значений $9 \dots 12$. В тоже время наличие узких проходов между полостями увеличивает контакт горящих газов со стенками цилиндра, ведет к увеличению теплоотвода и снижению максимальных температур цикла. Это особенно сказывается при низких нагрузках.

Дальнейшее повышение степени сжатия ведет к тому, что сгорание смеси практически полностью происходит в полости A . При степенях сжатия $14 \dots 17$ в полости B камеры сгорания находится $11 \dots 20\%$ смеси. Это приводит к увеличению плотности и турбулизации заряда в полости A , уменьшению линейных размеров этой полости A и, соответственно, увеличению скорости сгорания и максимальных температур цикла. Из рис. 4.36 видно, что с увеличением степени

сжатия при малых наполнениях кривошипной камеры выбросы NO_x растут вследствие повышения температуры сгорания. Это подтверждается тем, что увеличение степени сжатия выше 13,5 приводило к существенному уменьшению оптимального угла опережения зажигания. При степенях сжатия 14...17 он составлял 6...8° п.к.в.

В целом повышение ϵ_x на частичных нагрузках приводит к увеличению выбросов NO_x в 2...3 раза, но при этом эмиссия оксидов азота остается гораздо ниже, чем у четырехтактных двигателей.

Монооксид углерода

Значительное количество CO (до 8 %) в ОГ двухтактного двигателя при средних нагрузках связано с необходимостью приготовления богатых смесей. Поскольку состав смеси является определяющим фактором, влияющим на выбросы CO , увеличение α с уменьшением нагрузки (см. рис. 4.37) приводит к снижению выбросов CO при всех ϵ_x (рис. 4.38).

Увеличение степени сжатия приводит к некоторому снижению CO . На ма-

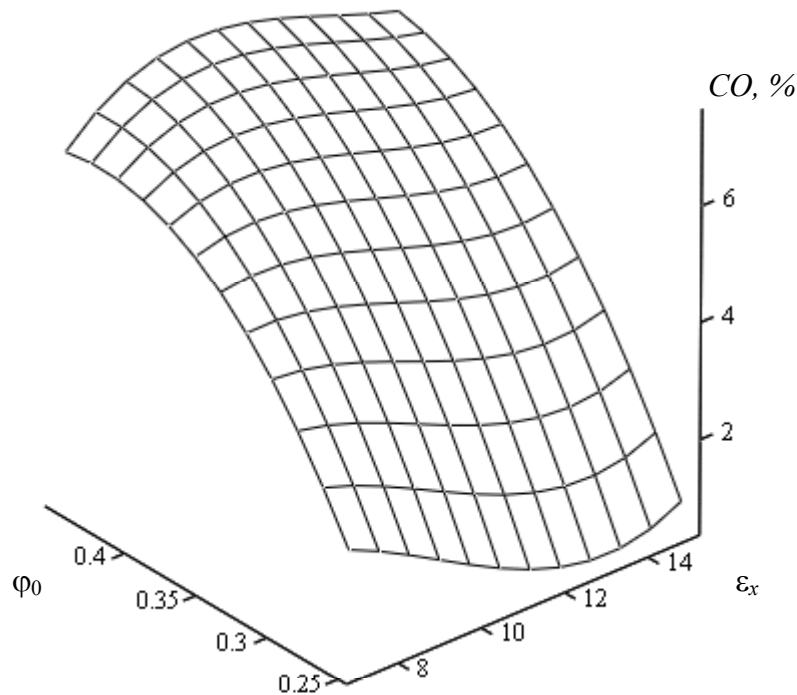


Рис. 4.38. Зависимость выбросов CO от ϕ_0 и степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

лых нагрузках, где значения α достигали 1, концентрации CO снижались до 1%. При $\varphi_0 = 0,35 \dots 0,45$ наблюдалась нестабильность процесса сгорания, что приводило к снижению концентраций CO . При этом увеличивалось количество CH в отработавших газах (см. рис. 4.33).

Приведенная суммарная токсичность

Неоднозначное влияние регулирования степени сжатия на выбросы различных токсичных компонентов затрудняют определение токсичности двигателя в целом при изменении ε_x . Суммарные массовые выбросы $G_{\Sigma CO}$, приведенные к CO , с учетом различной относительной агрессивности измеряемых токсичных компонентов [145] показывают (рис. 4.39), что токсичность двигателя при увеличении ε_x на частичных нагрузках практически во всех случаях снижается. Уменьшение величины $G_{\Sigma CO}$, например, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, изменении ε_x от 7 до 15 φ_0 от 0,2 до 0,45 составляет в среднем 0,0242 кг/ч на единицу ε_x .

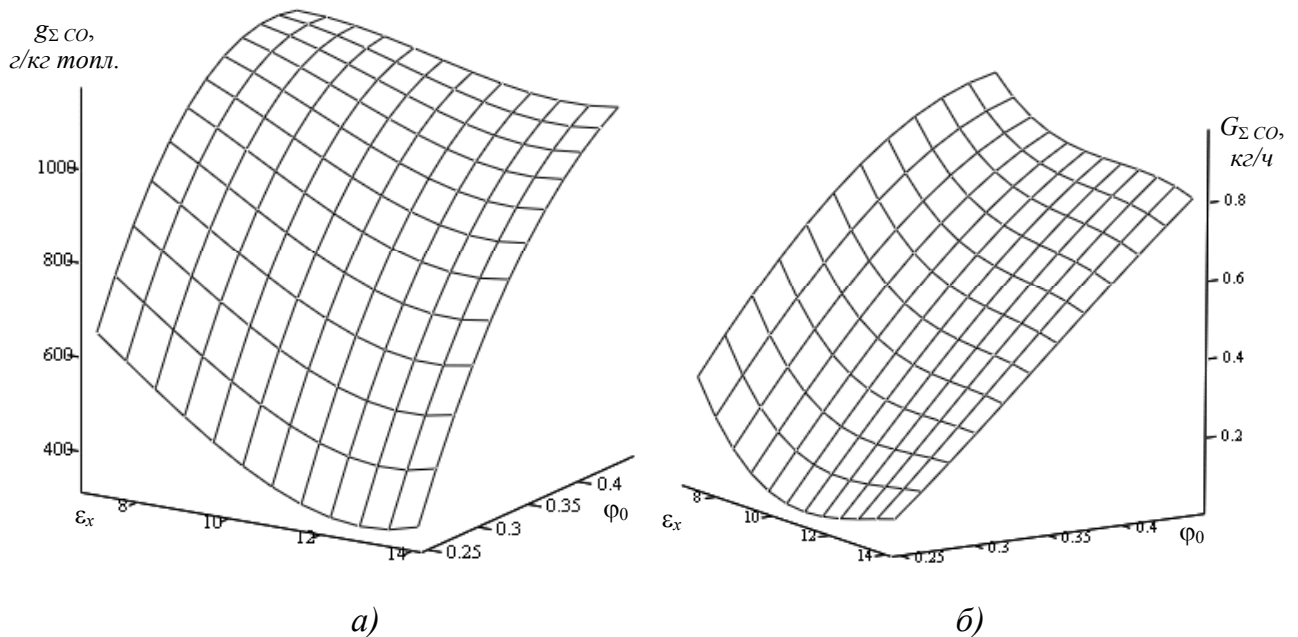


Рис. 4.39. Зависимость суммарных массовых выбросов токсичных компонентов, приведенных к CO от φ_0 и степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

При нагрузках близких к режиму холостого хода ($\varphi_0 = 0,25 \dots 0,3$) при $\varepsilon_x = 11 \dots 12$ наблюдается минимум $G_{\Sigma CO}$ (рис. 4.39, б), что объясняется одновременным снижением эмиссии NO_x и CH (см. рис. 4.34, 4.36).

Представляет интерес влияние ε_x на суммарные выбросы токсичных ком-

понентов $g_{\Sigma CO}$, отнесенные к часовому расходу топлива (рис. 4.39, а). Среднее уменьшение величины $g_{\Sigma CO}$ на тех же режимах составляет 22,1 г/кг топл. на единицу ε_x . Эта величина исключает влияние на токсичность снижение расхода топлива с увеличением степени сжатия, например, за счет прямых потерь смеси и характеризует улучшение рабочего процесса в цилиндре двигателя. Некоторый рост $g_{\Sigma CO}$ при $\varepsilon_x > 13$ связан с одновременным повышением концентраций NO_x , и CH (см. рис. 4.33, 4.36) в отработавших газах.

4.6. Выводы по разделу

1. Теоретические исследования показали, что в двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой при увеличении степени сжатия ε_x в пределах от 7 до 17 путем перемещения цилиндра:

- возрастает до 3 % степень сжатия продувочного компрессора за счет уменьшения высоты выпускного и продувочных окон; по мере увеличения степени сжатия ε_x двигателя величина в пределах в из-за увеличения полезного рабочего объема кривошипной камеры

- заметно увеличивается высота впускного окна, что неоднозначно сказывается на наполнении кривошипной камеры. При частоте вращения коленчатого вала выше 6500 мин^{-1} увеличение ε_x приводит к большей дозарядке продувочного компрессора вследствие газодинамического наддува;

- в двигателе с КШМ уменьшается время-сечение $A'_{\text{вып}}$ выпускного окна на 36 %, а в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом преобразования движения поршня величина $A'_{\text{вып}}$ снижается на 47 %, что приводит к снижению прямых потерь смеси при малых частотах вращения коленчатого вала.

2. Получены эмпирические зависимости для определения потерь давления $\Delta p_{\text{ен}}$ во впускном трубопроводе в функции открытия дроссельной заслонки, частоты вращения коленчатого вала и степени сжатия. Значения $\Delta p_{\text{ен}}$ отличаются от экспериментальных не более чем на 5...7 %.

3. Установлено, что причинами ограничения повышения степени сжатия

двухтактного двигателя с системой смазки путем подмешивания масла к топливу являются детонация или бездетонационное самовоспламенение бензوماзляной смеси от сжатия.

4. Результаты экспериментов показали:

- изменение формы камеры сгорания при изменении степени сжатия оказывает существенное влияние на сгорание смеси в цилиндре двигателя. В экспериментальных образцах двигателя увеличение степени сжатия приводило в основном к усилению турбулизации заряда за счет изменения формы камеры сгорания и увеличению скорости распространения пламени. Для двигателя с КШМ при степени сжатия 12,5 форма камеры сгорания являлась оптимальной;
- при повышении степени сжатия от 7 до 17 оптимальный угол опережения зажигания уменьшается от 40° *п.к.в.* до $6...15^\circ$ *п.к.в.*, что свидетельствует об усилении с ростом ε_x турбулизации заряда и увеличении скорости сгорания;
- регулирование степени сжатия на частичных нагрузках обеспечивает эффективную работу двигателя на более бедных смесях. Так, повышение степени сжатия в диапазоне от 7 до 12,5 приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха α с $0,55...0,7$ до $0,75...0,95$;
- снижение удельного индикаторного расхода топлива при регулировании степени сжатия может достигать $50...60\%$ на малых нагрузках (менее 50% по N_e для заданного скоростного режима) и имеет максимальное значение при работе двигателя на холостом ходу.

Величина удельного индикаторного расхода топлива $g_{i\text{ опт}}$ при оптимальном регулировании

- а) изменяется незначительно в широком диапазоне нагрузки и находится в пределах $450...600$ $г/кВт \cdot ч$;
 - б) на холостом ходу практически не зависит от скоростного режима;
 - с) при снижении нагрузки и одновременном увеличении степени сжатия уменьшается, стремясь к значению g_i на номинальном режиме;
- повышение степени сжатия ε_x на 1 приводит к увеличению среднего

давления механических потерь на всех скоростных режимах в среднем в двигателе с КШМ на 12,6 %, а в двигателе с ККМ — на 7 % и снижению величины механического к.п.д. соответственно на 0,022 и 0,013. В связи с отсутствием боковой силы давления поршня на стенки цилиндра механические потери в бесшатунном двигателе по сравнению с классическим ДВС при регулировании ε_x ниже на 10...26 %;

- в связи с преобладающим ростом механических потерь над индикаторными показателями в двигателе с КШМ на каждом скоростном режиме существует свое оптимальное значение $\varepsilon_{\text{опт}}$, выше которого повышать степень сжатия нецелесообразно;

- регулирование степени сжатия на частичных режимах позволяет снизить удельный эффективный расход топлива g_e более чем на 10...25 % в двигателе с КШМ (при $N_e < 50\%$ от максимального для заданного скоростного режима). Применение ККМ дополнительно понижает g_e при переменной ε_x более чем на 20 %. Максимальный выигрыш в расходе топлива достигается при минимальных нагрузках.

5. Проведенные исследования токсичности отработавших газов показали, что при регулировании степени сжатия от 7 до 15 в диапазоне нагрузок $\varphi_0 = 0,2...0,45$ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$:

- выбросы $СН$ снижаются на 30...35%, но в связи с наличием потерь топлива в процессе продувки их минимальные концентрации остаются достаточно высокими, порядка 6000...7000 *ppm*;

- концентрация NO_x возрастает с повышением ε_x , однако их максимальная эмиссия не превышает 100 *ppm* и в основном зависит от состава смеси;

- обеднение смеси при увеличении степени сжатия приводит к снижению выбросов $СО$ на малых нагрузках до 1 %;

- повышение степени сжатия снижает суммарный массовый выброс токсичных компонентов, например, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, ε_x от 7 до 15, φ_0 от 0,2 до 0,45 в среднем на 0,0242 *кг/ч* на единицу ε_x .

ВЫВОДЫ

1. В диссертационной работе решена научно-техническая задача, которая заключается в проведении комплекса исследовательских и опытно-конструкторских работ и выработке рекомендаций, направленных на повышение топливной экономичности и снижение токсичности двухтактных бензиновых ДВС на частичных режимах.

2. Созданы два экспериментальных образца двухтактных ДВС с изменяемой степенью сжатия на базе двигателей с кривошипно-шатунным и кривошипно-кулисным механизмом.

3. Экспериментально установлена возможность изменения действительной степени сжатия в диапазоне от 6 до 17,2.

4. Разработаны методика экспериментальных исследований ДВС с переменной степенью сжатия и измерительная и регистрирующая аппаратура для исследования рабочего процесса и определения мощностных, экономических и токсических показателей двигателей.

5. Замкнутая модель расчета двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия позволяет комплексно выявить влияние переменной степени сжатия на конструктивные параметры и эффективные показатели двигателя.

6. Теоретические исследования показали, что увеличение степени сжатия на частичных режимах приводит, кроме улучшения протекания термодинамического цикла, к изменению фаз газораспределения, большему наполнению кривошипной камеры и снижению прямых потерь горючей смеси при газообмене.

Так, увеличение ε_x от 7 до 17 уменьшает время-сечение выпускного окна на 36 %.

7. Разработана методика и программа расчета рабочего цикла двухтактного бензинового двигателя и кривошипно-камерного продувочного компрессора с учетом $\varepsilon_x = \text{var}$, которая позволяет оценить влияние регулирования степени сжатия на частичных режимах на эффективные показатели двигателя.

8. Экспериментально подтверждена эффективность использования переменной степени сжатия, как одного из наиболее важных факторов улучшения показателей двухтактного бензинового двигателя.

Установлено, что

- регулирование степени сжатия на частичных режимах позволяет повысить топливную экономичность классического двигателя с КШМ более, чем на 10...25 % при $N_e < 50$ % от возможной на данном скоростном режиме, а бесшатунного — с ККМ более, чем на 30...45 % при тех же условиях;
- применение кривошипно-шатунного механизма в отличие от кривошипно-кулисного ограничивает возможность увеличения степени сжатия двигателя выше 14 вследствие существенного роста механических потерь.
- повышение степени сжатия в двухтактном двигателе с воздушным охлаждением при высоких частотах вращения коленчатого вала ограничивается детонацией, а при малых частотах вращения и средних нагрузках — бездетонационным воспламенением бензوماсляной смеси от сжатия.

9. Экспериментальные исследования двухтактного бензинового двигателя показали, что в случае регулирования степени сжатия от 7 до 15 в диапазоне нагрузок $\varphi_0 = 0,2...0,45$ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ выбросы CH снижаются на 30...35 %, а концентрация NO_x возрастает в 2...3 раза, однако при этом эмиссия оксидов азота не превышает 100 *ppm*. Содержание CO в отработавших газах снижается до 1 %. Суммарные массовые выбросы токсичных компонентов при этом снижаются в среднем на 0,0242 *кг/ч* на единицу ϵ_x .

10. Результаты исследований могут быть взяты за основу при проектировании и доводке опытного двигателя с переменной степенью сжатия, предназначенного для транспортных средств.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Katalysator für Zweitaktmotoren technisch nicht ausgereit: "Trabi" — Katalysator ein Flop / Zimmermann Herd // *Automob. Rev.* — 1990. — 85, № 40. — P. 53.
2. *Siewert Robert M.* Engine Combustion at Large Bore-to-Stroke Ratios // "SAE Techn. Pap. Ser." — 1978. — № 780968. — 13 p.
3. *Migeout Yean-Claude.* Rendement du moteur deux temps aux charges partielles // *Petrol. et techn.* — 1981. — № 282. — S. 77 – 85.
4. *Appel Hermann.* Der Zweitaktmotor im Kraftfahrzeug // *MTZ: Motortechn. Z.* — 1990. — 51, № 12. — P. 551 – 552.
5. *Li J., Huang Y., Alger T. F., Matthews R. D., Hall M. J., Stanglmaier R. H., Roberts C. E., Dai W., Anderson R. W.* Liquid fuel impingement on in-cylinder surfaces as a source of hydrocarbon emissions from direct injection gasoline engines. (Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, The University of Texas, Austin, TX 78712–1063) // *Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power.* — 2001. — 123, № 3. — P. 659 – 668.
6. *Woodward Brian.* Australian two-stroke without the blue smoke // "Newsi". — 1988. — 119, 1624. — P. 36.
7. *Rehsche Michael.* Zurück in die Zukunft // *INUFA Transp. Rdsch.* — 1993. — 14, № 1. — P. 19 – 20.
8. Der Zweitakt-Automobilmotor // *KFZ.* — 1992. — 35, №10. — P. 451 – 456.
9. *Ealey Lance.* Two-stroke revolution brews in the land down under // "Automot. Ind." — 1986, 166. — № 7. — P. 28 – 29.
10. *Scoff David.* Can the two-stroke make in this time // "Pop. Sci." — 1987. — 230, № 2. — P. 74 – 76.
11. *Cook John.* Orbital engine gathers speed // "Chart. Mech. Eng." — 1987. —

34, № 9. — P. 33 – 35.

12. *Murray Charies J.* Состояние развития двухтактных бензиновых ДВС автомобильного типа // *Des. News.* — 1991. — 47, №19. — P. 100 – 102, 104, 106.

13. *Langerman Melissa.* First sales of orbital engine // *Search.* — 1996. — 27, № 7. — С. 203.

14. *Ishihara Soichi.* Возрождение интереса к двухтактным автомобильным ДВС // “Дзидоса гидзюцу, *J.Soc. Autom. Eng. Jap.*” — 1987. — 41, № 9. — P. 1011 – 1017.

15. *Renaissance des Zweitakters?* // *Autotechnik.* — 1993. — 42, № 3. — P. 10 – 21.

16. *Two-stroke engine to power big-league autos* // *Mach. Des.* — 1990. — 62, № 8. — С. 12.

17. *Becker Clauspeter.* Проблемы создания двухтактных автомобильных двигателей // *Auto, Mot. und Sport.* — 1994. — № 18. — P. 58 – 59.

18. *Yamazaki Takayuki.* Бензиновые двигатели на Токийском автосалоне // *Найнэн кикан = Intern. Combust. Engine.* — 1990. — 29, № 2. — P. 83 – 88.

19. *Lorenz Peter.* Besonders energiesparender Motor entwickelt // “*Unsere Umwelt*”, s. a., 6. — № 32. — S. 28.

20. *Otsuka Shintaro, Ishihara Soichi.* Развитие двухтактных ДВС с искровым зажиганием малолитражных автомобилей в Японии // *Найнэн кикан = Intern. Combust. Engine.* — 1989. — 28, № 9. — P. 83 – 86.

21. *Otsuka Shintaro, Ishihara Soichi.* Двухтактные ДВС автомобильного типа фирмы Suzuki // *Найнэн кикан = Intern. Combust. Engine.* — 1990. — 29, № 1. — P. 41 – 49.

22. *Zweitaktchancen aus amerikanischer Sicht* // *Automob. Rev.* — 1990. — 85, № 22. — S. 45.

23. *Daniels J.* *Renaissance des Zweitakters?* // *Fahrzeug + Kaross.* — 1989. — 42, № 11. — S. 42 – 43.

24. *Küntschler O. V., Singer A.* Mixture injection application for avoiding charge exchange losses in two-stroke cycle engines // *Small Intern. Combust. Engine*, London, 4-5 Apr., 1989. — London, 1989. — P. 117 – 122.

25. *Duret Pierre, Ecomard Andre, Audinet Michel* / Un nouveau moteur a injection assistee par air comprime pour applications automobiles // *Congr. Int “Moteur allumage commande prochigne decennie”*. — Stasbourg, 19-19 mai, 1988. — Paris. — 1988. — С. 220 – 230.

26. *Duret Pierre, Ecomard Andre, Audinet Michel.* A new two-stroke engine with compressed-air assisted fuel injection for high efficiency low emissions applications // “*SAE Techn. Pap. Ser.*”. — 1988. — № 880176. — P. 1 – 15.

27. Пат. 236964, ГДР, МКИ F 02 В 13/08. Brennkraftmaschine mit Gemischverdichter; Ingenieurhochschule Zwickau / *Kaul Hartmut, Helge Reiner, Singer Andreas, Küntschler Volkmar.* — № 275875.1; Заявл. 02.05.85; Опубл. 25.06.86.

28. *Махалдиани В.В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М.* Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. — Тбилиси: Мецниереба, 1973. — 272 с.

29. *Дьяченко Н. Х.* Теоретическое и экспериментальное исследование рабочего цикла автомобильного двигателя при работе на частичных нагрузках // *Труды Военной академии тыла и транспорта.* — Л. — 1957. — № 6 – 7.

30. *Золотаревский В. С.* Влияние степени сжатия на рабочий процесс двигателя ГАЗ-51 // «*Автомобильная промышленность*». — 1957. — № 5.

31. *Шикунина Н. М., Золотаревский В. С., Черняк Б. Я.* О повышении экономичности карбюраторного двигателя на частичных нагрузках // «*Автомобильная промышленность*». — 1960. — № 12.

32. *Kerley R. V., Thurston K. W.* The indicated Performance of Otto-cycle Engines. — 1961. (Prepr. / SAE № 438 D).

33. *Wallace W. A., Lux F. B.* A Variable compression Ratio Engine Development

// SAE Transactions. — 1963. — № 762 A. — P. 680 – 707.

34. *Wallace W. A., Lux F. B.* New Piston Design makes Practical // “VC – Ratio Engine”. — SAE. — 1964. — № 1, vol. 72. — P. 82 – 86.

35. *Tumoney S. G.* Variable compression ratio diesel engine // Intersoc. Energy Convers: Eng. Conf. — Boston: Mass. — 1971. — P. 356 – 363.

36. *Хуциев А. И.* Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. — М.: Машиностроение, 1986. — 104 с.

37. F.H.W. TCI progress report // “Automot. Eng.” (Gr. Brit.). — 1978. — 3, № 3. — P. 69 – 70.

38. *Wheeler R. W.* Abnormal combustion effects on economy // “Fuel Econ. Road. Veh. Powered Spark Ignit. Engines”. — New York – London. — 1984. — P. 225 – 276.

39. *Конюхов А. В., Конюхов В. А., Иващенко Н. А.* Особенности рабочего процесса в двигателе с управляемым ходом поршня // Автомоб. пром-сть. — 1999. — № 12. — С. 6 – 12.

40. *Мищенко Н. И., Химченко А. В.* Выбор и расчет параметров бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия // Сб. трудов междунар. науч.-техн. конф. "Прогрессивные технологии машиностроения и современность". — Донецк: ДонГТУ. — 1997. — С. 166 – 168.

41. *Küntschler Volkmar, Freiberg Eberhard, Rentzsch Michael.* Verbesserte Kraftstoffökonomie für hochverdichtete Zweitakt – Ottomotoren durch klopfsensor-geregelte Zündung // “Wiss. Beitr. Ingenieurhochsch Zwickau”. — 1985. — 11, № 4. — P. 2 – 7.

42. *Tsuchiya K., Nagai Y. and Gotoh T.* A study of Irregular Combustion in 2-stroke cycle Gasoline Engines // “SAE Techn. Pap. Ser.” — 1983. — № 830091. — 12 p.

43. *Matsuoka Shin, Yamaguchi Takehisa, Umemura Yukio.* Factors influencing the cyclic variation of combustion of spark ignition engine. — 24 p. (Prepr. / SAE, s.a.,

№ 710586).

44. *Ishizawa Shizuo*. Исследование процесса сгорания в бензиновом двигателе // *Nihonikai gakkai ronbunshu. B=Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. B.* — 1996. — 62, № 599. — С. 2895 – 2901.

45. *Lee R.C.* Effect of compression ration, mixture strength, spark timing, and coolant temperature upon exhaust emissions and power. — 17 p. (Prepr. / SAE, s. a., № 7108326).

46. *Черняк Б. Я., Рокшин В. А.* Влияние степени сжатия на выброс окислов азота бензиновым двигателем // Сб. научн. трудов МАДИ: «Автотракторные двигатели внутреннего сгорания». — М.: МАДИ, 1980. — С. 58 – 66.

47. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Супрун В. Л.* Проблемы реализации изменения степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания // Вестник Донецкого института автомобильного транспорта. — Донецк: ДИАТ, 2004. — № 1 — С. 17 – 22.

48. *Tumoney S. G.* Variable compression ratio diesel engine // *Intersoc. Energy Convers. – Eng. Conf.* — Boston, Mass. — 1971. — P. 356 – 363.

49. *Welsh H. W., Riley C. T.* The Variable Displacement Engine: An Advanced Concept Power Plant // *SAE Paper.* — 1971. — № 710830.

50. *Кутенев Ф. Т., Зленко М. А., Тер-Мкртчян Г. Г.* Управление движением поршней — неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // *Автомобильная промышленность.* — 1998. — № 11. — С. 25 – 29.

51. *Siegla D. C., Siewert R. M.* The Variable Stroke Engine—Problems and Promises // *SAE, Technical Paper.* — 1978. — № 780700. — P. 1 – 11.

52. *Зленко М. А., Кутенев В. Ф.* Аксиальный ДВС: Новый взгляд на старую идею // *Автомобильная промышленность.* — 1992. — № 6. — с. 9 – 12.

53. *Pouliot H. N., Delameter W. R., Robinson C. W.* A Variable Displacement Spark Ignition Engine // *SAE Paper.* — 1977. — № 770114.

54. *Pouliot H. N.* Variable Displacement Engine // ERDA Highway Vehicle Systems Contractors, Coordination Meeting, Ann Arbor. — Michigan, May 4 – 6. — 1976.

55. *Pouliot H. N., Robinson C. W., Delameter W. R.* A Variable –Displacement Spark – Ignition Engine. Final Report / Report No. SAND 77 – 8299, Sandia Laboratories, Livermore. — California, 1978.

56. *Еремкин В.* Экспорт технологий // Авто Ревю. — 2000. — № 5. — С. 32.

57. *Ansdale R. F.* The Varimax engine // Automob. Engr. — 1968. — № 10. — P. 382 – 387.

58. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. — 2000. — № 6. — С. 12.

59. *Ю. Голубовский:* Мотор – маятник // Сигнал. — 2000. — № 5.

60. *Воробьев-Обухов А., Гзовский М.* Полезное действие для КПД // За рулем. — 2000. — № 5. — С. 42 – 43.

61. А.с. 1613652 СССР, МПК {5} F 01 В 3/02. Двигатель барабанного типа с переменной степенью сжатия / *А. И. Яманин.* Яросл. политехн. ин-т. (SU) — № 4645177/31-29; Заявл. 30.01.89; Оpubл. 15.12.90, Бюл. № 46.

62. Пат. 4864975 США, МПК {4} F 02 D 15/02. Compression ratio-changing device for internal combustion engines / *Hasegawa Shumpei.* Honda Giken Kogyo KK. (US) — № 212917; Заявл. 29.06.88; Оpubл. 12.09.89; Приор. 03.07.87, № 62-167625 (Япония); НПК 123/48В.

63. Заявка 3832135 ФРГ, МПК {5} F 01 В 31/14, F 01 В 3/04. Kompressionsverstellung bei einseitig wirkenden Achsial-Kreiskolbenmotoren / *Kuhnur Hubert.* (DB) — № 3832135.1; Заявл. 22.09.88; Оpubл. 29.03.90.

64. Пат. 2121590 Россия, МПК {6} F 02 D 15/02. Способ регулирования многотопливного двигателя внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня методом изменения степени сжатия и многотопливный двигатель внутреннего сгорания с увеличенным ходом поршня / *В. А. Конюхов, А. В. Конюхов, Е. В. Конюхова.*(RU) — № 98107031/06; Заявл. 6.4.98; Оpubл. 10.11.98, Бюл. № 31.

65. Пат. 5427063 США, МПК {6} F 22 В 75/04. Variable compression ratio cylinder / *Eric M. Anderson* (US) — № 298396; Заявл. 30.8.94; Оpubл. 27.6.95; НПК 123/48.

66. Пат. 2039303 Россия, МПК {6} F 02 В 75/04. Двигатель внутреннего сгорания с изменяемым объемом камеры сжатия / *В. А. Рогов* Рос. ун-т дружбы народов. (RU) — № 92001144/06; Заявл. 16.10.92; Оpubл. 9.7.95, Бюл. № 19.

67. Пат. 2117789 Россия, МПК {6} F 02 В 75/26. Дисково-поршневой одно-ступенчатый четырехтактный двигатель / *И. И. Попков* (RU) — № 95108900/06; Заявл. 31.5.95; Оpubл. 20.8.98, Бюл. № 23.

68. Заявка 19858245 Германия, МПК {7} F 01 В 31/14, F 02 D 15/02. Kolben mit variabler Kompressionshohe fur eine Hubkolbenmaschine, insbesondere Brennkraftmaschine / *Gregor Fischer*. Bayerische Motoren Werke AG. (DE) — № 19858245.5; Заявл. 17.12.1998; Оpubл. 21.06.2000.

69. Neuartiger Zweitaktmotor mit keramischen Werkstoffen wurde ausgezeichnet: Weniger ist oft mehr Seifeit Eberhdnt // *AMZ: Auto Mot. Zubehoer.* — 1989. — 77, № 9. — S. 78 – 79.

70. Neuer Motor – Typ vor der Serienreife: Auberge wüchliche Laufrune. Ind // *AMZ.* — 1990. — 112, № 102. — S. 23.

71. *Bak David J.* Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins // *Des. News.* — 1985. — 41, № 19. — P. 220 – 212.

72. *Мищенко Н. И.* Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с.

73. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н.* Перспективные направления совершенствования автомобильных двигателей внутреннего сгорания // *Донбас-2020: наука і техніка – виробництву: Матеріали науково-практичної конференції. м. Донецьк, 05 – 06 лютого 2002 р.* — Донецьк: ДонНТУ, Міністерства

освіти і науки. — 2002. — С. 755 – 759.

74. Міщенко М. І., Хімченко А. В., Новокрецьонов В. С. Експериментальні двигуни нетрадиційної конструкції // Матеріали міжнародної науково-техн. конф. "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення". — К.: УТУ. — 1997. — С. 119 – 120.

75. Пат. 42034 Україна, МКІ F 02 В 75/32. Безшатуний двигун внутрішнього згорання / М. І. Міщенко, В. С. Новокрецьонов, А. В. Хімченко (Україна). — № 97062776; Заявл. 11.06.1996; Опубл. 15.10.2001, Бюл. № 9.

76. Пат. 42033 Україна, МКІ F 02 В 75/32. Двотактний безшатуний двигун внутрішнього згорання / М. І. Міщенко, А. В. Хімченко, В. С. Новокрецьонов (Україна). — № 97062775; Заявл. 11.06.1996; Опубл. 15.10.2001, Бюл. № 9.

77. Мищенко Н. И., Судак Ф. М., Химченко А. В., Новокрецов В. С. Создание бесшатуного двигателя Отто с улучшенными экономическими и экологическими показателями // Сб. науч. трудов международной науч. конф. «Проблемы безопасности транспортного пространства». — Липецк: ЛГТУ и ЛЭГИ. — 1998. — С. 21.

78. Исследование и разработка экспериментального образца бесшатуного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия: Отчет о НИР / Н. Мищенко, В. Новокрецов, А. Химченко / Донецкий государственный технический университет. Автомобильно-дорожный институт. — № г/р 0197U009344. — Горловка, 1999. — 88 с.

79. Покращення показників двотактного безшатуного бензинового двигуна на основі оптимізації його основних параметрів: Звіт про НДР / М. Міщенко, В. Новокрецьонов, А. Хімченко, С. Крамар / Донецький національний технічний університет. Автомобільно-дорожній інститут. — № г/р 0100U001096. — Горлівка, 2002. — 90 с.

80. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания / Кондрашов В. М., Григорьев Ю. С., Тунов В. В. и др. — М.: Машиностроение, 1990. —

272 с.

81. *Орлин А. С.* Расчет сечений органов распределения двухтактных быстроходных двигателей: Труды ЦИАМ. — № 28. — М.– Л.: 1111939. — 91 с.

82. *Круглов М. Г.* Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). — М.: Машгиз, 1963.

83. *Тареев В. М.* Технический расчет продувочных окон // Дизелестроение. — 1936. — № 11.

84. *Цветков В. Т.* Теория двухтактных двигателей. — Изд. Харьковского технологического ин-та: 1922.

85. *Калиш Г. Г., Алексеев С. И.* Выхлоп и продувка двухтактных двигателей. Доп. статьи к кн. Гюльднер "Двигатели внутреннего сгорания". — МАКИЗ: 1928.

86. *Рингвальд М.* Процессы выхлопа и продувки в двухтактных двигателях: Сб. перевод. статей под ред. А. А. Рябцова. — ОНТИ: 1934.

87. *Игумнов Г. С.* Маломощные двухтактные двигатели с самовоспламенением топлива от сжатия. — М. – Л.: Машгиз, 1951. — 200 с.

88. *Брамсон Л. В., Игумнов Г. С.* Маломощные двухтактные дизели. — Л.– М.: ОНТИ, 1936.

89. *Шмаков Д. К.* Некоторые особенности рабочего процесса двигателей бензиномоторных инструментов // Труды ЦНИИМЭ. — 1970. — № 109. — С. 14 – 25.

90. *Френкель М. И.* Поршневые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1969. — 744 с.

91. Поршневые компрессоры / *Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К.* и др. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1987. — 372 с.

92. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / *Ленин И. И., Малашкин О. М., Самоль Г. И.* и др. — М.: Машиностроение, 1976. — 287 с.

93. Теория двигателей внутреннего сгорания. / *Дьяченко Н. Х., Костин А.К.,*

Пугачев Б.П. и др. / Под ред. *Дьяченко Н. Х.* – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.

94. *Колчин А. И., Демидов В. П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов.— 2-е изд., переработ. и доп.— М.: Высшая школа, 1980. — 400 с.

95. Мотоцикл. Конструкция, теория, расчет / *Иваницкий С. Ю., Карманов Б. С., Рогожин В. В., Волков А. Т.* — М.: Машиностроение, 1971. — 408 с.

96. *Артамонов М. Д., Морин М. М.* Основы теории и конструирования автотракторных двигателей. В 2 ч. Учебник для вузов. — М., Высшая школа, 1973. — Ч.1. Теория автомобильных и тракторных двигателей. — 205 с.

97. *Поспелов Д. Р.* Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Изд. 2-е, перераб. и доп. — М., Машиностроение, 1971, — 536 с.

98. *Ricardo H. R.* The high-speed Internal combustion engine. — Glasgow: Blackie London, 1958.

99. *Бальян С. В.* Техническая термодинамика и тепловые двигатели. — Л.: Машиностроение, 1973.— 304 с.

100. Расчет процесса сжатия в дизеле при утечках воздушного заряда / *Славуцкий В. М.* Рук. Деп. № 4739–80 Деп. ВИНТИ, Волгоград, 1980. — 26 с.

101. *Устинов А. Н.* Исследование влияния износов цилиндрических втулок и поршневых колец двухтактного дизеля на основные параметры рабочего процесса: Автореф. дис... канд. техн. наук. — 1966.

102. *Sawa N., Hayashi S.* Peak Value of Delivery Ratio in Two-Stroke Motorcycle Engine // SAE. Preprint, — 1979. — № 790485. — P. 9.

103. *Sawa N.* On the Inertia Effect of Intake Pipe System in a Crankcase – Compressed Two-Stroke Cycle Engine, Memoires of the Muroran Institute of Tech., Vol. 4, No. 2, 6 (1963–6)

104. *Sawa N.* On the effects of the Special-Typed Intake Pipe System in a Crankcase – compressed Two-Stroke Cycle Engine, Memoires of the Muroran Institute of Tech., Vol. 5, No. 1, 1965.

105. *Ока Т.* и др. Влияние длины всасывающего патрубка на характеристики двухтактного двигателя // *Нихон кикай гаккай токай сибу коэнкай ромбунсю.* — Т. 10, № 12. 1967.

106. *Ока Т.* Характеристики двигателя и пульсации воздуха во всасывающем коллекторе // *Найнэн кикан.* — Т. 5, № 6. — 50 с. 1967.

107. *Мищенко Н. И., Химченко А. В.* Метод расчета дозарядки двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой // *Труды / Таврическая государственная агротехническая академия.* — Мелитополь: ТГАТА. — 1999. — Т. 10, вып. 2. — С. 35 – 41.

108. *Мищенко Н. И., Химченко А. В.* Особенности кинематики одноцилиндрового двигателя с двумя шатунами, соединенными с двумя коленчатыми валами // *Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия.* — Мелитополь: ТГАТА. — 1998. — Т. 5, вып. 2. — С. 22 – 25.

109. *Мищенко Н. И., Химченко А. В.* Расчет кинематики двухвального двигателя с двумя шатунами на один поршень // *Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия.* — Мелитополь: ТГАТА. — 1998. — Т. 5, вып. 2. — С. 26 – 29.

110. *Орлин А. С., Круглов М. Г.* Двухтактные двигатели. — М.: Машгиз, 1960. — 556 с.

111. *Jante A.* *Über die Spulung von Zweitaktmotoren.* Berlin, Akademie Verlag, 1960

112. *Nagao F., Shimamoto Y.* Der Einfluß des Kurbelkammervolumens und Einflusses auf den Liefergrad von Zweitaktmotoren // *MTZ* — 1968. — № 5.

113. *Ohigashi S., Hamamoto Y., Tanabe S.* Gas Flow Velocity in Inlet Pipe and Cylinder of Two-Stroke Cycle Engine. *Bulletin of the ISME, Japan*, V 14, 1971, № 71, p. 470 – 482

114. *List H.* *Die Verbrennungskraftmaschine, Band 1-16,* Springer-Verlag, Wien, 1948 – 1950.

115. *Вибе И. И.* Новое о рабочем цикле двигателей. — М.—Свердловск: МАШГИЗ, 1962. — 271 с.
116. Автомобільні двигуни / *Тимченко І. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Муждобаєв М. Р.* / За ред. *Тимченка І. І.* — К : Основа, 1995. — 464 с.
117. Автомобильные двигатели / *Архангельский В. М., Вихерт М. М., Воинов А. Н.* и др. / Под ред. *Ховаха М. С.* — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
118. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Учебник для вузов по специальности двигатели внутреннего сгорания / *Вырубов Д. Н., Иващенко Н. А., Ивин В. И.* и др. / Под ред. *Орлина А. С., Круглова М. Г.* — 4-е изд. доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.
119. *Калабин В. П.* Тепловые процессы двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машгиз, 1959. — 440 с.
120. *Кирилин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е.* Техническая термодинамика. — М.: Наука, 1970. — 512 с.
121. *Стефановский Б. С.* Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 128 с.
122. *Силлат Р. Р.* Исследование газообмена двухтактного карбюраторного двигателя с применением математического моделирования: Дис... канд. техн. наук. — Таллин, 1977.
123. *Mishchenko N. I., Himchenko A. V.* Connecting Rod-absent ICE with Variable Compression Ratio // The project presentation at the International workshop "Ukrainian Innovation Projects, New Technologies and Inventions" — Philadelphia: University City Science Center, Philadelphia, USA. — February, 1997. — 6 p.
124. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Новокрещенов В. С.* Бесшатунный двухтактный двигатель с механизмом изменения степени сжатия // Отраслевое машиностроение: Труды / Таврическая государственная агротехническая академия. — Мелитополь: ТГАТА. — 1998. — Т. 6, вып. 2. — С. 36 – 37.

125. ГОСТ 18516-92. Пилы бензиномоторные. Методы стендовых испытаний. — Взамен ГОСТ 18516-80; Введ. 01.01.92. — М.: Изд-во стандартов, 1991. — 35 с.

126. ГОСТ 14846-81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. — Взамен ГОСТ 14846-69; Введ. 01.01.82. — М.: Изд-во стандартов, 1984. — 37 с.

127. *Звонов В. А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М.: Машиностроение, 1973. — 200 с.

128. *Якубовский Ю.* Автомобильный транспорт и защита окружающей среды: Пер. с пол. — М: Транспорт, 1979. — 198 с.

129. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Колесникова Т. Н., Ганеев А. В.* Автоматический расходомер топлива для двигателей внутреннего сгорания // Системні методи керування, технології та організації виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів: Зб. наук. пр. / Редкол.: В.С.Канарчук (гол. ред.) та інш. — К.: НТУ, ТАУ. — Вип. 15. — 2002. — С. 154 – 157.

130. *Заренбин В. Г., Химченко А. В., Колесникова Т. Н., Швидун А. П.* Исследование двухтактного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов / Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. — Харьков: ХНАДУ, 2003. — Вып. 13. — С. 229 – 231.

131. *Curry Shelley.* The relationship between flame propagation and pressure development during knocking combustion. — 1964. — 14 p. (Preprints // SAE, #6478)

132. *Воинов А. Н.* Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1977. — 277 с.

133. *Petit A., Lavy J., Monnier G., Montagne X.* Speciated hydrocarbon analysis: a helpful tool for two-stroke engine development // New Generat. Two-Stroke Eng. Future: Proc. Int. Semin. Rueil-Malmaison, Nov. 29-30, 1993. — Paris. — 1993. — P. 149 – 155.

134. *Ishibashi Y., Tsushima Y.* A trial for stabilizing combustion in two-stroke engines at part throttle operation // *New Generat. Two-Stroke Eng. Future: Proc. Int. Semin., Rueil-Malmaison, Nov. 29-30, 1993. — Paris. — 1993. — P. 113 – 124.*

135. *Hashimoto Shunsuke, Amino Yasunori, Yoshida Koji, Shoji Hideo, Saima Atsushi.* Analysis of OH radical emission intensity during autoignition in a 2-stroke SI engine // *JSME Int. J. B. 1999. 42, N 3, с. 515-522.*

136. *Мищенко Н. И., Химченко А. В.* Снижение расхода топлива двухтактного бензинового двигателя путем регулирования степени сжатия // *Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов / Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. – Харьков: ХНАДУ, 2001. — Вып. 7 – 8. — С. 169 – 171.*

137. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Новокрещенов В. С., Крамарь С. Н.* К расчету органов газораспределения в бесшатунном поршневом двигателе // *Зб. наук. пр. міжнародної науково-техн. конф. "Удосконалення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і дорожніх машин". — К.: УТУ. — 1998. — С. 156 – 157.*

138. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Юрченко Ю. В.* Разработка нетрадиционных двухтактных бензиновых двигателей с улучшенными показателями // *Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы: Материалы VI-й междунар. науч.-техн. конф. г. Севастополь, 15 – 20 сентября 2003 г. — Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2003. — С. 161 – 165.*

139. *Чальцев М. Н., Мищенко Н. И., Судак Ф. М., Химченко А. В., Крамарь С. Н.* Перспективные двухтактные автомобильные двигатели // *Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: Тезисы докладов научно-технической конференции. — М.: МАДИ(ГТУ), 2003. — С. 68 – 70.*

140. *Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Колесникова Т. Н.* Влияние степени сжатия и смешанной топливоподачи на эмиссию СН в двух-

тактных бензиновых двигателях // Перспективные задачи инженерной науки: Сборник научных трудов. — Днепропетровск: Gaudeamus, 2002. — Вып. 4. — С. 291 – 296.

141. *Konig G., Sheppard C. G. W.* End gas autoignition and knock in a spark ignition engine // SAE Techn. Pap. Ser.. — 1990. — №902135. — P. 1 – 20.

142. *Зельдович Я. Б., Садовников П. Я, Франк-Каменецкий.* Окисление азота при горении. — М.: АН СССР, 1947. — 147 с.

143. *Черняк Б. Я., Рокшин В. А.* Исследование динамики образования окиси азота в цилиндре двигателя с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. научн. тр. Московского автомеханического института. — Вып. 1. — М.: МАМИ, 1977. — С. 57 – 51.

144. *Звонов В. А., Николаенко В. Ф.* Некоторые результаты исследования динамики образования окиси азота в двигателях с искровым зажиганием // Сб. научн. трудов МАДИ: «Автотракторные двигатели внутреннего сгорания». — М.: МАДИ, 1980. — С. 52 – 57.

145. *Кутенев Ф. Т., Звонов В. А., Корнилов Г. С.* Научно-технические проблемы улучшения экологических показателей автотранспорта // Автомобильная промышленность. — 1998. — № 11. — С. 7 – 11.