

ТРУДЫ
НАМИ

— 1976 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ

НАМИ

Выпуск 161

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ,
ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1976

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Хлебников А. М. (председатель), **Лунев И. С.** (зам. председателя),
Петрушов В. А. (зам. председателя), **Григорьева Л. А.** (отв. секретарь).

Секция двигателей

Гельбрас-Аксенов В. П., **Григорьев М. А.**, **Дмитриевский А. В.**,
Прудников Б. И., **Ханин Н. С.**, **Чистозвонов С. Б.**, **Цветков С. И.**

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЫМНОСТИ И ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ С ПЛЕНОЧНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Дизелям с пленочным смесеобразованием наряду с высокими мощностными и экономическими показателями присуща невысокая скорость нарастания давления (жесткость сгорания), а также возможность работы на различных топливах, в том числе на высокооктановых бензинах. Организация рабочего процесса в этих двигателях интересна не только по совершенству процессов смесеобразования и сгорания, но и с точки зрения токсичности отработавших газов, представляющей в настоящее время основную проблему автомобильного двигателестроения.

Представленная работа является частью общего исследования дымности и токсичности отработавших газов дизеля с различными способами смесеобразования.

Исследование проводилось на одноцилиндровом отсеке размерностью $S/D=105/105$ мм при отношении объема камеры сгорания к объему сжатия $\frac{V_k}{V_c}=0,76$ и $n_N=3000$ об/мин, установленном на универсальном картере. Рабочий процесс дизеля был предварительно доведен до показателей, отвечающих современному уровню.

Отработавшие газы отбирались в стеклянные аспираторы с последующим их анализом. Концентрация окислов азота NO_x определялась фотокалориметрическим методом, а окись углерода CO и суммарные углеводороды C_mH_n — газохроматографическим методом. Для устранения конденсата в системе отбора и тем самым повышения точности определения токсичных компонентов при анализе пробоотборная трубка периодически подогревалась за счет непрерывного прохождения через нее отработавших газов.

Для измерения дымности отработавших газов K использовался дымомер ИД-1 конструкции НАМИ.

Термодинамическое состояние газов в цилиндре двигателя, параметры и фазы процесса сгорания определялись путем обработки индикаторных диаграмм по методу профессора И. И. Вибе на ЭВМ.

Пример обработки индикаторной диаграммы представлен на рис. 1, где p , T — давление и температура газа в цилиндре; X_i — относительная характеристика удельного теплоиспользования (активного тепловыделения). При $X_{i\max} = \xi$ ξ — коэффициент эффективности сгорания; φ_p , φ_T , φ_ξ , φ_z — фазы, характеризующие протекающие процессы сгорания и соответствующие максимальному давлению и максимальной температуре, коэффициенту эффективности сгорания и продолжительности сгорания. Фазы сгорания определялись как по углу поворота коленчатого вала φ , так и по времени τ_p , τ_T , τ_ξ , τ_z , выраженному в мсек.

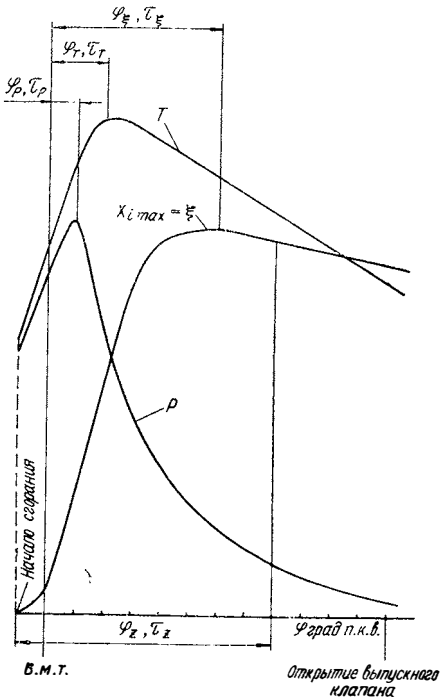


Рис. 1. Пример обработки индикаторной диаграммы

Исследование проводилось на различных видах топлива: дизельном «ДЛ» по ГОСТ 305—73, широкого фракционного состава ШФС — «Л», бензине А-72, — основные данные которых приведены в табл. 1.

Анализ изменения дымности и токсичности отработавших газов для различных условий работы двигателя проводился путем сопоставления параметров и вышеприведенных фаз процесса сгорания.

На рис. 2 представлено влияние скоростного режима двигателя и вида применяемого топлива на дымность и токсичность отработавших газов, а также на параметры T_{\max} , ξ , η_i ,

характеризующие процесс сгорания при близких коэффициентах избытка воздуха α .

По мере повышения числа оборотов двигателя дымность отработавших газов снижается, а концентрация токсичных составляющих возрастает. Уменьшение дымности связано с интенсификацией процесса сгорания, возникающей за счет увеличения энергии воздушных вихрей в камере сгорания, улучшения качества распыливания топлива и уменьшения относительных тепловых потерь в стенке цилиндра. Это положение подтверждается сокращением

Таблица I

Показатель	Вид топлива		
	Дизельное „ДЛ“	ШФС-„Л“	Бензин А-72
Плотность при 20°C	0,815	0,788	0,718
Температура начала кипения, °C	170	85	32
Температура конца кипения, °C	355	347	222
Вязкость кинематическая при 20°C, сст	2,83	1,68	—
Цетановое число	44	44	—
Октановое число	—	—	71,8

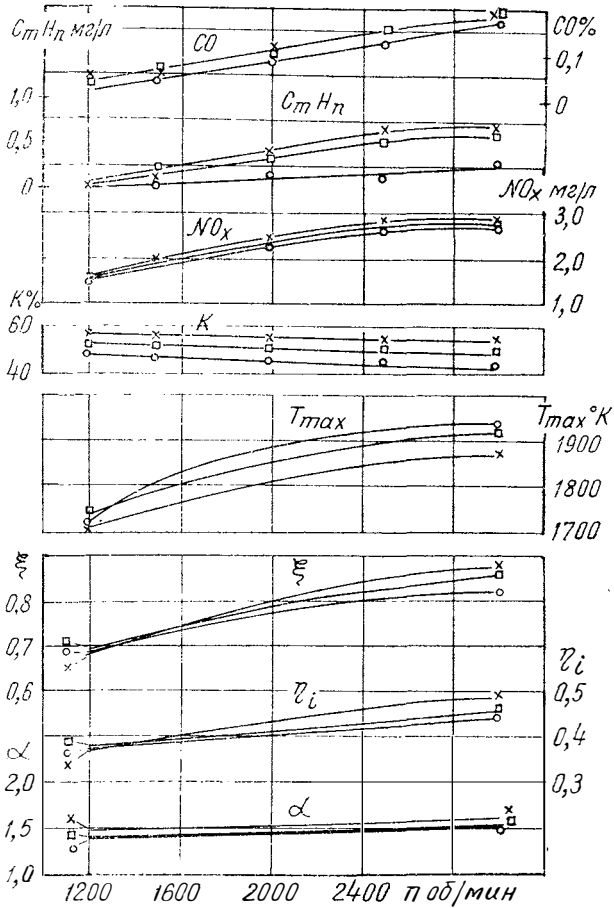


Рис. 2. Изменение дымности и токсичности отработавших газов, параметров процесса сгорания по скоростным характеристикам:

—x— топливо дизельное „ДЛ“; —□— топливо ШФС-„Л“;
—○— бензин А-72

фаз сгорания τ_p , τ_t , τ_ξ , τ_z , как показано в табл. 2 для трех видов топлив. Коэффициент эффективности сгорания ξ и максимальная температура цикла T_{\max} при этом возрастают и соответственно увеличивается индикаторный к. п. д. η_i (см. рис. 2).

С облегчением фракционного состава топлива, в особенности для бензина, фаза τ_ξ и продолжительность сгорания τ_z , несмотря на более высокую задержку воспламенения τ_i по сравнению с дизельным топливом, сокращаются быстрее, что указывает на более высокую интенсивность процесса сгорания. Это благоприятно сказывается на дымности отработавших газов.

При работе двигателя на бензине дымность отработавших газов снижается до 20% на скоростной характеристике (см. рис. 2).

С повышением числа оборотов для трех видов топлива (см. табл. 2) продолжительность процесса сгорания сокращается во времени, но возрастает в град п. к. в., что ухудшает догорание топлива на линии расширения. По всей вероятности, этим можно объяснить повышенное содержание окиси углерода CO и углеводородов C_mH_n . Более низкое содержание CO и C_mH_n при работе на бензине по сравнению с дизельным топливом и топливом ШФС — «Л», очевидно, связано со снижением высококипящих фракций.

Что же касается окислов азота NO_x , то их концентрация возрастает до определенных чисел оборотов, а в дальнейшем остается практически постоянной (см. рис. 2).

Известно [1; 2], что образование окиси азота происходит за фронтом распространения пламени, т. е. в зоне высоких температур и при наличии свободного кислорода.

В настоящее время определить расчетным путем выход окиси азота в цилиндре дизеля не представляется возможным, так как неизвестны мгновенные температуры в различных точках камеры сгорания. Однако можно установить корреляционные зависимости выхода NO_x от различных факторов.

Обычно повышение концентрации NO_x связывают с ростом максимальных температур цикла, что в первом приближении говорит о наличии большого количества локальных объемов с высокими температурами.

Такая зависимость наблюдается с ростом числа оборотов для трех видов топлива (см. рис. 2). Однако для топлив ШФС — «Л» и бензина А-72 более высоким максимальным температурам цикла по сравнению с дизельным топливом соответствует меньшая концентрация окислов азота. Поэтому для установления корреляционной зависимости выхода NO_x от различных факторов следует учитывать не только температуру газов, но и другие факторы, прежде всего продолжительность высокотемпературного периода.

Если принять за высокотемпературный период время, соответствующее повороту коленчатого вала от момента максимальной температуры, т. е. период

Таблица 2

Вид топлива	Число оборотов в минуту, об/мин	Фаза процесса сгорания								
		в град п. к. в.				в мсек.				
		φ_p	φ_T	φ_{ξ}	φ_z	τ_l	τ_p	τ_T	τ_{ξ}	τ_z
Дизельное топливо «ДЛ»	1200	12,5	27,5	72,0	76,0	1,16	1,74	3,82	10,0	10,55
	1500	10,0	27,5	77,5	84,0	1,08	1,11	3,05	8,6	9,30
	2000	7,5	25,0	81,5	88,5	0,98	0,626	2,08	6,8	7,36
	2500	7,5	25,0	75,0	93,3	0,83	0,5	1,67	5,0	6,22
	3000	7,5	22,5	70,0	94,0	0,67	0,417	1,25	3,89	5,23
Топливо	1200	12,5	27,5	57,5	77,9	1,20	1,74	3,82	7,98	10,80
	1500	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ШФС-«Л»	2000	10,0	25,0	70,8	73,7	0,93	0,83	2,08	5,9	6,12
	2500	10,0	20,0	63,0	76,0	0,95	0,666	1,33	4,2	5,06
	3000	7,5	17,5	61,0	75,5	0,75	0,417	0,972	3,4	4,20
Бензин А-72	1200	20,0	27,5	47,5	58,8	2,03	2,78	3,82	6,6	8,16
	1500	12,5	25,0	45,0	45,3	1,57	1,39	2,78	5,00	5,03
	2000	12,5	25,0	42,5	42,9	1,42	1,04	2,08	3,54	3,58
	2500	12,5	25,0	42,5	66,0	—	0,83	1,67	2,83	4,40
	3000	10,0	25,0	42,5	50,1	0,99	0,555	1,39	2,36	2,78

τ_{T-p} , то можно установить корреляционную зависимость выхода NO_x от средней температуры и продолжительности этого периода. Средняя температура T_{cp} определялась из расчетов индикаторных диаграмм.

На рис. 3 показана такая зависимость, установленная при работе двигателя по скоростным характеристикам для трех видов топлива.

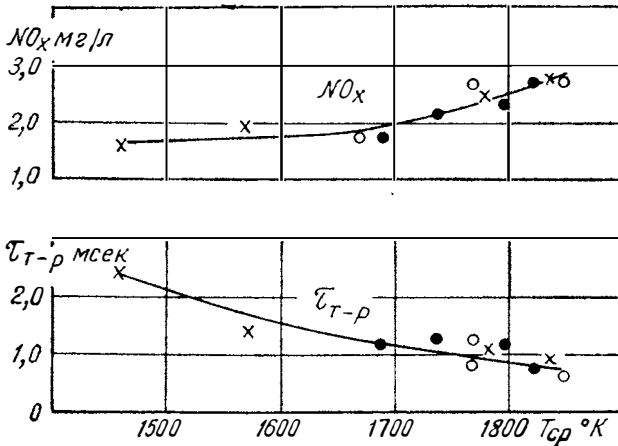


Рис. 3. Корреляционная зависимость выхода NO_x для скоростных характеристик:
 — x — топливо дизельное „ДЛ“; — o — топливо ШФС—„Л“;
 — ● — бензин А-72

Концентрация окислов азота NO_x с повышением средней температуры T_{cp} возрастает, особенно при $T_{cp} > 1700^\circ$. Вероятно, это связано с более высокими температурами газов. Высокотемпературный период при этом сокращается незначительно. В данном случае температурный фактор превалирует над временным.

При $T_{cp} < 1700^\circ$ концентрация окислов азота изменяется незначительно. Это можно объяснить резким сокращением максимальных температур газов, с одной стороны, и увеличением продолжительности периода, с другой.

При работе двигателя на дизельном топливе максимальные концентрации окислов азота не превышают 3 мг/л, углеводородов—0,7 мг/л и окиси углерода—0,2%. Эти значения соответствуют среднему уровню токсичности отработавших газов дизельных двигателей с неразделенными камерами сгорания. Уровень дымности отработавших газов не превышает нормы ГОСТ 19025—73.

С повышением нагрузки фазы сгорания увеличиваются как по углу поворота коленчатого вала, так и по времени. В табл. 3 представлены фазы сгорания в зависимости от нагрузки при работе двигателя на дизельном топливе.

Таблица 3

Среднее индикаторное давление $p_{i\bar{}}$ кг/см ²	Фаза процесса сгорания							
	в град. п. к. в.				в м/сек			
	φ_p	φ_T	φ_ξ	φ_z	τ_p	τ_T	τ_ξ	τ_z
7,02	7,5	15,0	55	70,8	0,417	0,832	3,06	3,94
8,16	7,5	17,5	65	86,3	0,417	0,97	3,60	4,80
9,02	7,5	22,5	70	93,8	0,417	1,25	3,89	5,21
9,66	7,5	22,5	80	102,0	0,417	1,25	4,45	5,67

С увеличением фаз сгорания и его продолжительности снижаются коэффициент эффективности сгорания ξ и соответственно индикаторный к. п. д. η_i (рис. 4).

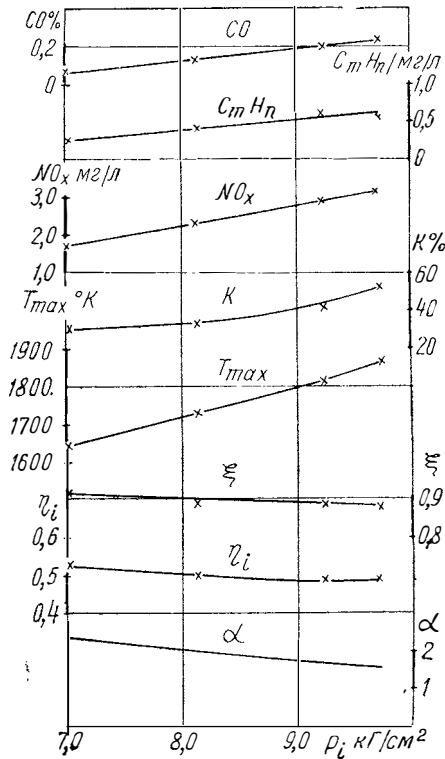
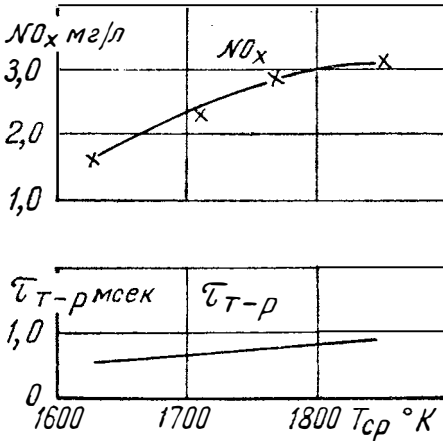


Рис. 4. Изменение дымности и токсичности отработавших газов, параметров процесса сгорания по нагрузке при $n = 3000$ об/мин

Ухудшение процесса сгорания вызывает увеличение дымности K и концентрации CO и C_mH_n в отработавших газах. Особенно заметен их рост при высоких средних индикаторных давлениях P_i , т. е. при малых коэффициентах избытка воздуха α .



С повышением нагрузки максимальные температуры цикла T_{\max} возрастают (см. рис. 4) и увеличивается концентрация окислов азота.

Существенное повышение концентрации NO_x в данном диапазоне нагрузок можно объяснить одновременным увеличением средней температуры $T_{\text{ср}}$ и продолжительности периода $\tau_{\text{Т-р}}$, как это показано на рис. 5.

Рис 5. Корреляционная зависимость выхода NO_x по нагрузке при $n = 3000$ об/мин

Выводы

Исследование дымности и токсичности отработавших газов на дизельном двигателе с пленочным смесеобразованием размерности $S/D=105/105$ мм показало следующее:

1. Токсичность отработавших газов дизеля с пленочным смесеобразованием соответствует среднему уровню токсичности отработавших газов дизелей с неразделенными камерами сгорания.
2. При работе дизеля на топливе широкого фракционного состава (ШФС) и бензине дымность отработавших газов существенно снижается и незначительно уменьшается их токсичность.
3. Расчет индикаторных диаграмм на ЭВМ позволил оценить качество протекания процесса сгорания и установить его связь с дымностью и токсичностью отработавших газов.
4. С использованием расчетов установлена корреляционная зависимость выхода NO_x от температурных и временных факторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. Окисление азота при горении. М.—Л., Изд. АН СССР, 1947.
2. Смайлис В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972.

Инж-ры В. Ф. Кутенев, А. А. Чарыков, В. Н. Ярилов

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЕЙ С ДИЗЕЛЬНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ НА ДЫМНОСТЬ И ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В последнее время наряду с работами, направленными на снижение выброса токсичных веществ с отработавшими газами автомобилей с бензиновыми двигателями, разрабатываются мероприятия по оценке и снижению дымности и токсичности отработавших газов автомобилей с дизельными двигателями.

Необходимость оценки автомобилей с дизелями по показателю токсичности отработавших газов вызвана ростом производства и расширением сферы применения дизельных двигателей.

В настоящее время отсутствует общепринятая методика оценки токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями. Пока только в США законодательным путем введены методика оценки и нормы на весовой выброс токсичных веществ с отработавшими газами. На основе анализа международных правил ЕЭК ООН [2—3], ГОСТ 19025—73 [1], изучения других материалов [4] и результатов работ, выполненных на автомобильном полигоне НАМИ, была разработана методика применительно к оборудованию и условиям испытаний, имеющимся на автополигоне.

В методику включены вопросы подготовки автомобилей с дизельными двигателями к проведению испытаний, обработки результатов, а также дано описание аппаратуры и оборудования, применяемых для оценки дымности и токсичности отработавших газов на автомобильном полигоне НАМИ. В зависимости от контрольного веса автомобиля, который включает в себя вес автомобиля в снаряженном состоянии и разрешенную нагрузку, методикой предусмотрена разбивка автомобилей, подвергаемых испытаниям, на 3 группы:

- а) первая — автомобили общим весом до 3,5 т включительно;
- б) вторая — автомобили двухосные с нагрузкой на заднюю ось не более 10 000 кг;
- в) третья — автомобили трехосные и двухосные с нагрузкой на заднюю ось более 10 000 кг.

Все автомобили, представленные для испытаний, должны быть технически исправными и обкатаны в объеме не менее 3000 км. Регулировки системы двигателя должны соответствовать ТУ завода-изготовителя.

В качестве контролируемых параметров токсичности отработавших газов предлагаются удельные выбросы токсичных веществ в г/км, г/исп, г/ч.

Нормируемым параметром дымности принимается «оптическая плотность отработавших газов», установленная Правилами № 24 ЕЭК ООН и ГОСТ 19025—73.

Оценка дымности отработавших газов осуществляется дымомерами, основанными на методе просвечивания столба отработавших газов.

При испытании автомобиля в установившемся режиме работы двигателя допускается применение дымомера, принцип работы которого основан на методе фильтрации.

Для оценки дымности и токсичности отработавших газов автомобилей методика предусматривает следующие виды испытаний:

а) типа 1 — определение весового выброса токсичных веществ с отработавшими газами при движении автомобиля по европейскому ездовому циклу;

б) типа 2 — оценка дымности и определение весового выброса токсичных веществ с отработавшими газами при движении автомобиля с постоянными скоростями на высшей передаче и на постоянных скоростных режимах европейского ездового цикла;

в) типа 3 — определение весового выброса токсичных веществ с отработавшими газами при работе двигателя на минимальных оборотах холостого хода.

Автомобили первой группы подвергаются всем трем видам испытаний, а автомобили второй и третьей групп — испытаниям типа 2 и типа 3 для каждой группы. Испытания автомобилей первой группы проводятся на динамометрическом стенде с беговыми роликами, а автомобилей второй и третьей групп — на дорогах автомобильного полигона.

При проведении испытаний необходимое сопротивление движению автомобиля на стенде создается с помощью гидротормоза и инерционных масс. Схема расположения приборов и оборудования приведена на рисунке.

Весовой выброс определяется по объему отработавших газов и концентрациям токсичных веществ по следующей формуле:

$$M = CVd,$$

где M — количество токсичного вещества;

C — объемная концентрация токсичного компонента в отработавших газах;

d — удельный вес токсичного вещества;

V — объем отработавших газов, приведенный к нормальным условиям, л.

При проведении испытаний типа 1 определяется объем отработавших газов за ездовой цикл, при испытании типа 2 — на 1 км движения на постоянной скорости и при испытании типа 3 за 1 ч работы двигателя на минимальных оборотах холостого хода.

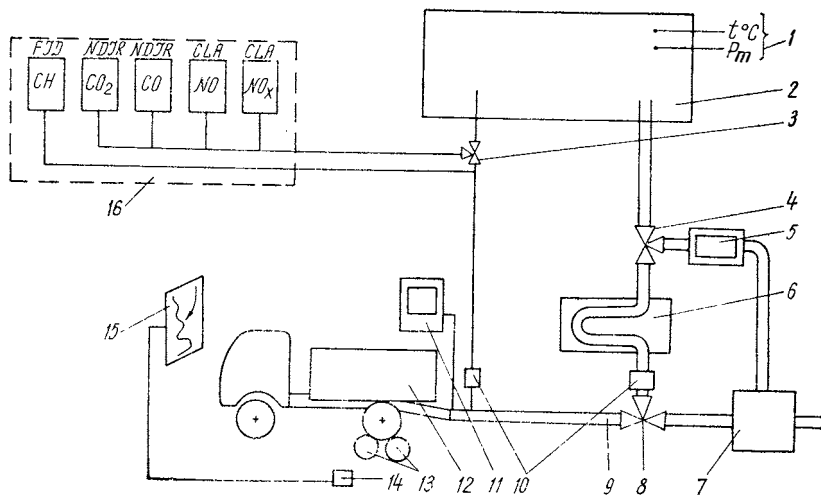


Рис. 1. Схема расположения приборов и оборудования:

1 — приборы для замера параметров газа; 2 — емкость для газа; 3, 4, 8 — клапан раздачи газа; 5 — счетчик расхода газа; 6 — охладитель газа; 7 — насос откачки газа; 9 — труба; 10 — фильтр; 11 — дымомер; 12 — испытываемый автомобиль; 13 — стенд с беговыми барабанами; 14 — датчик скорости; 15 — прибор для имитации ездового цикла; 16 — газоанализатор

Основными методами определения концентраций окиси углерода CO, углеводородов CH и окислов азота NO₂ соответственно являются инфракрасный, ионизационно-пламенный и хемилюминесцентный.

Выбросы токсичных веществ, полученные по результатам испытаний различных типов, приведены соответственно в табл. 1, 2 и 3.

Таблица 1
Выброс токсичных веществ автомобилями с дизельными двигателями при испытании типа 1

Модель автомобиля	Выброс, г/исп		NO ₂
	CO	CH	
ГАЗ-24	8—9	3—4	7,5—9,5
УАЗ-469	8,4	3,0	11,9
Рено-Савнем	122,0	9,7	25,0
ЗИЛ-130	162,8	46,0	24,0

Т а б л и ц а 2

Выброс токсичных веществ автомобилями с дизельными двигателями при испытании типа 2

Модель автомобиля	Режим испытаний, км/ч	Выброс, г/км			К в ед. „Бош“
		СО	СН	NO ₂	
МАЗ-500	32	5,0	0,3	6,2	3,0
	50	4,5	0,2	13,0	3,0
МАЗ-504	32	6,0	0,3	11,6	2,5
	50	5,2	0,2	10,6	4,0
КрАЗ-257	32	3,2	0,3	15,0	2,0
	50	3,0	0,2	17,5	3,0
КрАЗ-258	32	3,5	0,3	20,0	2,5
	50	3,0	0,2	22,5	3,5
Магirus 170—15К	32	8,0	0,3	10,8	1,0
	50	4,9	0,2	12,7	1,5
Магirus 232—16К	32	10,7	0,3	9,3	1,5
	50	8,1	0,2	9,8	1,5
Магirus 232Д—26К	32	1,6	Не замес- рялись	10,0	1,0
	50	2,0	Не замес- рялись	14,0	1,5
Хеншель-Н261К	32	2,5	Не замес- рялись	5,0	0,5
	50	1,8	Не замес- рялись	3,0	0,5
Интернационал- F5050	32	1,2	Не замес- рялись	7,0	1,5
	50	1,3	Не замес- рялись	8,0	1,5
Фиат-697NP	32	2,0	Не замес- рялись	9,0	1,0
	50	1,5	Не замес- рялись	11,0	1,0

Таким образом, результаты испытаний позволяют провести сравнение по дымности и токсичности отработавших газов автомобилей с дизелями. Накопленные результаты испытаний дадут возможность оценить отечественные автомобили по параметру токсичности и подойти к нормированию содержания токсичных веществ в отработавших газах.

Т а б л и ц а 3

Выброс токсичных веществ при работе двигателя на минимальных оборотах холостого хода при испытании типа 3

Модель двигателя	Рабочий объем двигателя V _н , см ³	Выброс, г/ч		
		СО	СН	NO ₂
Рено-Савиен	3320	20,7	12,5	32,2
Фиат-213А	4680	18,8	12,5	31,2
ОМ-360	8750	52,0	34,7	57,5
Раба-МАН	10300	16,1	12,9	103
ЯМЗ-236	11150	72,0	5,8	72,0
ОМ-365	11580	28,8	27,5	41,4

ЛИТЕРАТУРА

1. Государственный стандарт 19025—73 «Дизели автомобильные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений».
 2. Правила ЕЭК ООН № 24 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств с дизельными двигателями в отношении выделяемых двигателем загрязняющих выхлопных газов».
 3. Правила ЕЭК ООН № 15 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств с двигателями с принудительным зажиганием в отношении выделяемых двигателем загрязняющих выхлопных газов».
 4. С м а й л и с В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972.
-

О СНИЖЕНИИ ТОКСИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ MeM3-968A НА РЕЖИМЕ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ХОЛОСТОГО ХОДА

Проблема борьбы с загрязнением атмосферы городов отработавшими газами автомобилей приобретает все большее значение как за рубежом, так и у нас в стране.

Известно, что одним из наиболее токсичных режимов работы автомобильного карбюраторного двигателя является режим принудительного холостого хода.

Вследствие несовершенства процесса сгорания на этом режиме содержание окиси углерода в отработавших газах может достигать 6—8% (по объему). Содержание углеводородов достигает 90% от вводимого в работу топлива, то есть большая часть топлива выбрасывается в атмосферу неокисленной.

При этом режим принудительного холостого хода занимает значительную долю в общем балансе режимов движения автомобиля. Так, например, он составляет 36% от общего времени испытания автомобиля по ездовому циклу стандарта США, 24,5% по ездовому циклу Правил № 15 ЕЭК ООН и согласно данным испытаний автомобиля «Волга», проведенных НАМИ — 22—27% от общего времени движения в г. Москве.

Все это убедительно говорит о необходимости создания устройств, улучшающих гигиенические показатели работы бензинового двигателя на режиме принудительного холостого хода.

Большой комплекс исследовательских и конструкторско-экспериментальных работ, проведенных НАМИ совместно с ЗМЗ, позволил разработать новое устройство — систему «регулятор разрежения — экономайзер холостого хода».

Целый комплекс стендовых, лабораторно-дорожных и пробеговых испытаний доказал работоспособность и эффективность действия устройства на автомобильных двигателях рабочим объемом 2,5 л и более.

В данной работе рассматриваются результаты испытаний по оценке эффективности снижения выброса токсичных веществ автомобилем ЗАЗ-966 с двигателем MeM3-968A (рабочий объем 1,2 л)

за счет установки системы «регулятор разрежения — экономайзер холостого хода».

Для этого был подготовлен экспериментальный образец на базе ранее созданной для автомобилей «Волга» ГАЗ-24 системы РРВ-24.

Так как по ТУ завода устойчивое минимальное число оборотов холостого хода равно 750 об/мин, момент открытия регулятора разрежения должен соответствовать $n=1000-1050$ об/мин, а момент закрытия $n=900-950$ об/мин.

Такая настройка регулятора разрежения позволяет устранить нежелательные явления повторного открытия клапана после его закрытия и явления заглохания двигателя при переходе с режима принудительного на самостоятельный холостой ход. Так как геометрические размеры системы РРВ-24 соответствуют двигателям с литражом 2—3 л, то при создании экспериментального образца системы не удалось достигнуть оптимальных регулировочных параметров. Момент открытия экспериментального образца системы соответствовал 1250—1300 об/мин, закрытия — 1050—1100 об/мин (рис. 1).

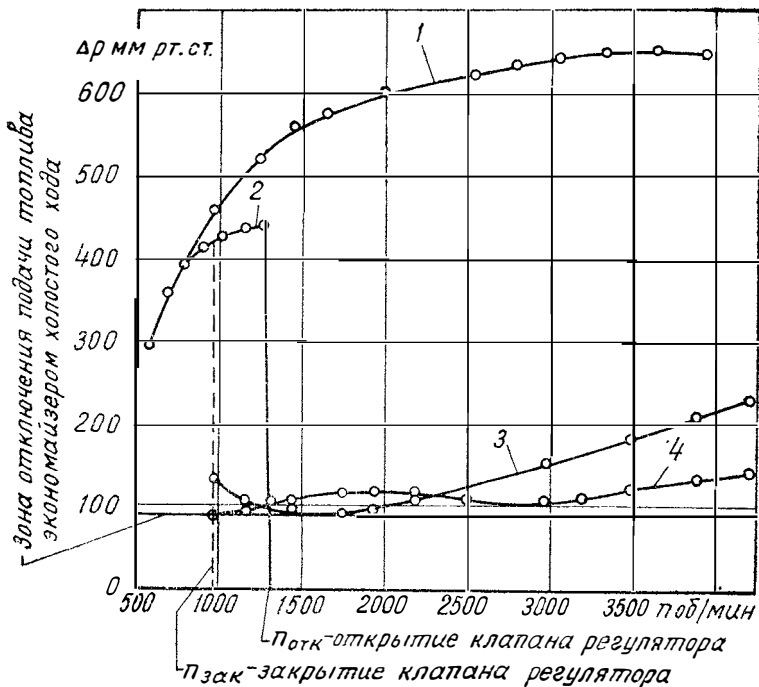


Рис. 1. Изменение разрежений во впускной трубе и полостях регулятора в зависимости от числа оборотов коленчатого вала:

1 — разрежение во впускной трубе по характеристике принудительного холостого хода ($\theta_{др}=2^\circ$); 2 — разрежение во впускной трубе по характеристике холостого хода ($\theta_{др}=4^\circ$); 3 — разрежение во впускной трубе при включенном регуляторе; 4 — разрежение, управляющее экономайзером холостого хода

Работа экономайзера холостого хода, встроенного в карбюратор К-125Б, была проверена при двух регулировках холостого хода:

$$G_{т.х.х} = 0,53 \text{ кг/ч} \quad \text{и} \quad G_{т.х.х} = 1,07 \text{ кг/ч.}$$

Из рис. 2 видно, что экономайзер холостого хода начинает отключать подачу топлива при разрежении $\Delta p_{ЭК} = 60-70$ мм рт. ст. и полностью прекращает подачу топлива при разрежении $\Delta p_{ЭК}$ в области 100 мм рт. ст.

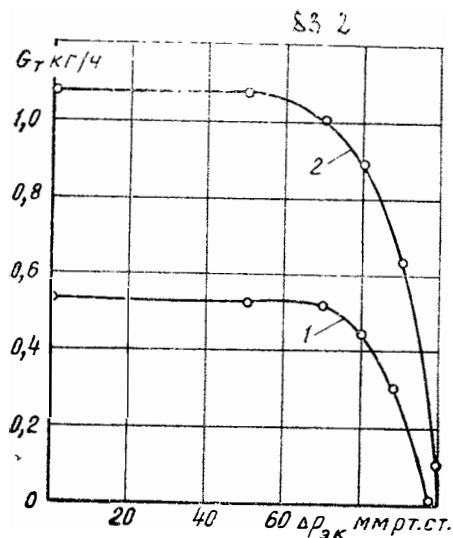


Рис. 2. Зависимость расхода топлива от разрежения $\Delta p_{ЭК}$ в полости экономайзера холостого хода:

1 — регулировка холостого хода на $G_{т.х.х} = 0,53$ кг/ч; 2 — регулировка холостого хода на $G_{т.х.х} = 1,07$ кг/ч

временно записывались на самописец инфракрасного газоанализатора мгновенные значения выделения окиси углерода и углеводов. Испытания проводились на прогревом двигателе.

Анализ отработавших газов на окись углерода и углеводороды проводился с помощью быстродействующего инфракрасного газоанализатора и методом хроматографии.

Регулировка холостого хода для всех заездов каждого вида испытаний была одинаковой.

В таблице приведены осредненные по нескольким заездам результаты испытаний по циклу «разгон — замедление».

Испытания по каждому виду ездового цикла проводились с системой, с отключенным экономайзером холостого хода и без системы.

Таким образом, истечение топлива через систему холостого хода карбюратора полностью прекращается при открытом клапане регулятора разрежения, начиная с 1250 об/мин (см. рис. 1), т. е. практически во всем диапазоне режимов принудительного холостого хода.

Исследования включали испытания по ездовым циклам:

- 1) разгон-замедление — 25—50 км/ч;
- 2) разгон-замедление — 30—80 км/ч;
- 3) ездовой цикл Правил № 15 ЕЭК ООН.

Отработавшие газы автомобиля за все испытание отбирались в эластичную емкость с последующим анализом по средней пробе и одновременно

Комплектация для автомобиля	Цикл (25—50—25) км/ч			Цикл (30—80—30) км/ч		
	M_{CO} г/исп.	$M_{C_mH_n}$ г/исп.	M_{NO_x} г/исп.	M_{CO} г/исп.	$M_{C_mH_n}$ г/исп.	M_{NO_x} г/исп.
Без системы	80,45	3,98	1,13	192	7,98	3,56
С системой	66,85	1,35	1,5	160	3,14	3,51
Эффективность применения системы, %	16,9	66	Нет	16,7	60,6	Нет
Примечание. M_{CO} , $M_{C_mH_n}$ и M_{NO_x} —выброс токсичных веществ в граммах за испытание.						

Как видно из таблицы, применение системы уменьшает выброс окиси углерода и особенно сильно выброс углеводородов.

Опыты показали, что при отключении экономайзера холостого хода один регулятор разрежения снижает выброс окиси углерода на 21%, но при этом выброс углеводородов возрастает на 53% по сравнению с испытанием серийного двигателя.

Это объясняется полным прекращением процесса горения при впуске больших количеств воздуха через регулятор во впускную трубу на режиме принудительного холостого хода. Если при этом отключить экономайзер холостого хода, то все топливо, поступающее через систему холостого хода, выбрасывается в атмосферу несгоревшим. Таким образом, совместное применение регулятора разрежения и экономайзера холостого хода как комплексной системы уменьшает выброс окиси углерода по циклу «разгон—замедление» в среднем на 17%, углеводородов на 63%. Снижения выброса окислов азота не отмечалось.

Непрерывная запись на ленту самописца инфракрасного газоанализатора содержания окиси углерода и углеводородов в отработавших газах, выбрасываемых в течение двух—трех циклов испытания (рис. 3 и 4), показывает, что система значительно снижает концентрацию окиси углерода и углеводородов не только на режиме замедления, но и на режиме последующего разгона, тем самым увеличивая долю времени эффективной работы системы в условиях интенсивного движения в городе. Применение одного регулятора разрежения также снижает выброс CO и C_mH_n на режиме разгона, следующего после замедления автомобиля.

Как было сказано выше, режим принудительного холостого хода составляет 24,5% от времени движения по «ездовому циклу» Правил № 15 ЭЭК ООН. Если учесть, что система снижает выброс окиси углерода и углеводородов и на последующем после режима принудительного холостого хода нагрузочном режиме (см. рис. 3 и 4), то время эффективной работы системы занимает более половины времени в общем балансе режимов работы двигателя по «ездовому циклу» Правил № 15 ЭЭК ООН.

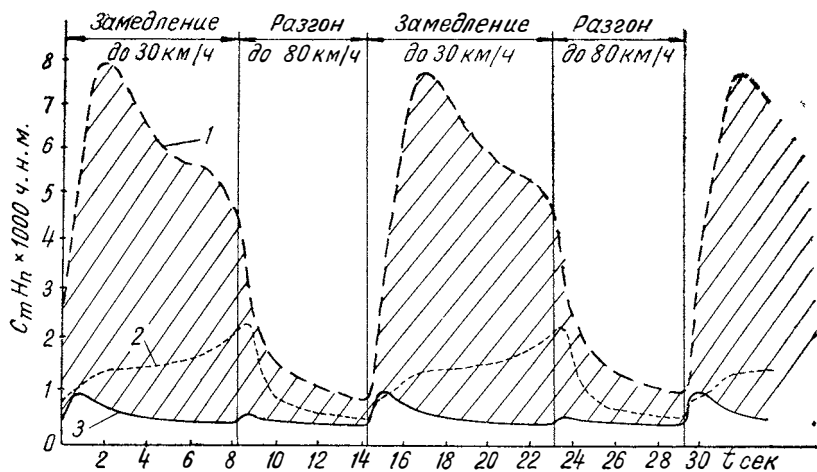


Рис. 3. Выброс углеводородов по циклу «разгон — замедление» 30—80—30 км/ч:
1 — без системы; 2 — с регулятором разрежения; 3 — с системой

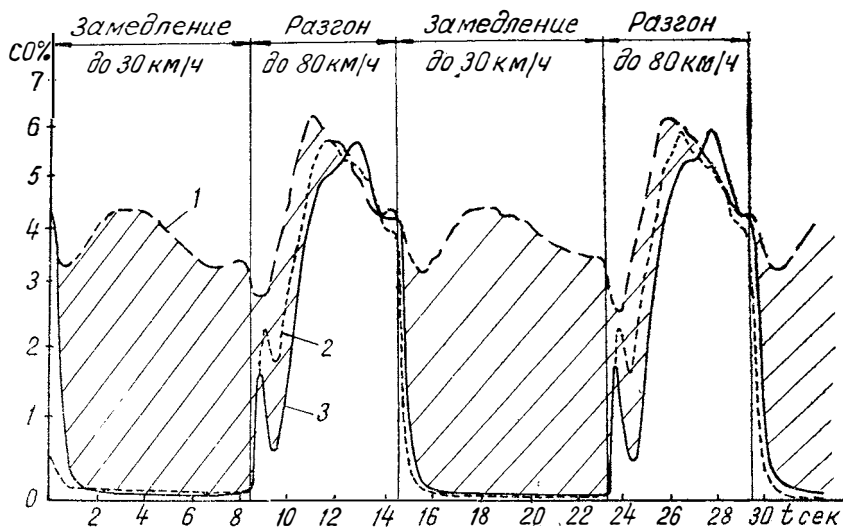


Рис. 4. Выброс окиси углерода по циклу «разгон — замедление» 30—80—30 км/ч:
1 — без системы; 2 — с регулятором разрежения; 3 — с системой

Испытания автомобиля с экспериментальной системой по методике Правил № 15 ЕЭК ООН (испытание, тип 1) показали, что использование системы позволяет снизить в среднем выброс окиси углерода на 16%, углеводородов — на 35%.

Использование регулятора разрежения без экономайзера холостого хода снижает выброс окиси углерода на 5%; при этом выброс несгоревших углеводородов увеличивается на 21%.

Одновременно с оценкой эффективности системы по снижению выброса токсичных веществ автомобилем была проведена оценка влияния системы на топливную экономичность по «ездовому циклу» Правил № 15 ЕЭК ООН, как наиболее полно отражающему условия движения транспорта в крупных городах Европы. В результате было получено, что система позволяет уменьшить расход топлива на 7%.

Испытания показали, что система регулятор разрежения-экономайзер холостого хода значительно снижает выброс C_mH_n и CO с отработавшими газами и может быть рекомендована в комплексе с другими мероприятиями при создании малотоксичного автомобиля.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РЕГУЛЯТОРА ЧИСЛА ОБОРОТОВ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ СТАЦИОНАРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В настоящей работе рассматриваются стационарные модификации автомобильных карбюраторных двигателей, широко используемые в народном хозяйстве в основном для привода генераторов передвижных электростанций.

Дроссельная заслонка карбюратора указанных стационарных моделей на всех эксплуатационных режимах управляется автоматически регулятором числа оборотов. В качестве последнего повсеместно применяется статический регулятор центробежного типа прямого действия. Наличие статизма регулятора вызывает на режимах частичных нагрузок повышение числа оборотов и как следствие уменьшение средних эффективных давлений, что приводит к росту расходов топлива. Однако допускаемую максимальную величину степени неравномерности, как правило, ограничивают лишь исходя из необходимости обеспечения заданных параметров электроагрегата. Это отчасти объясняется тем, что влияние степени неравномерности регулятора на топливную экономичность стационарного двигателя исследовано недостаточно. Данный вопрос является предметом исследования настоящей работы.

Теоретическое исследование базировалось на известном положении, согласно которому удельный расход топлива g_e зависит только от среднего эффективного давления p_e и может быть найден, в частности, по формуле [4]:

$$g_e = C_1 + \frac{C_2}{p_e}, \quad (1)$$

где C_1 и C_2 — константы конкретной модели двигателя. Для одной и той же эффективной мощности N_e средние эффективные давления

на режиме нагрузочной характеристики 1 и на режиме регуляторной характеристики 2 (рис. 1) определяются по формулам:

$$p_e = \frac{N_e}{an_n}; \quad (2)$$

$$p_e' = \frac{N_e}{a(n_n + \Delta n)}, \quad (3)$$

где a — коэффициент пропорциональности;

n_n — число оборотов в минуту по нагрузочной характеристике 1, равное номинальному числу оборотов регуляторной характеристики 2 (см. рис. 1);

Δn — разность между числами оборотов регуляторной 2 и нагрузочной 1 характеристик при одинаковых значениях N_e .

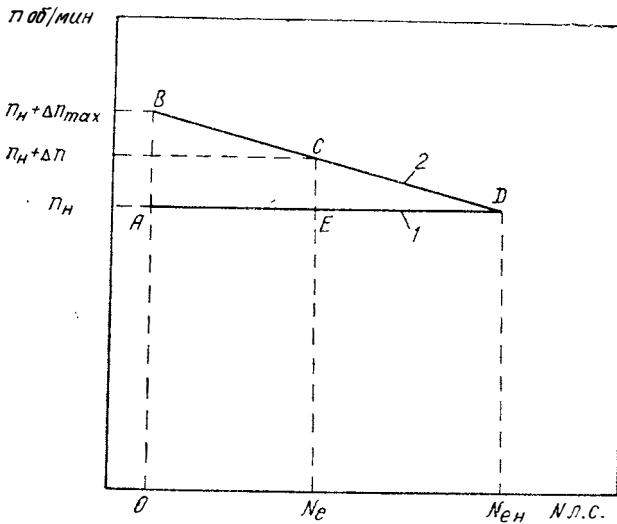


Рис. 1. Изменение числа оборотов по регуляторной характеристике 2 в сопоставлении с нагрузочной характеристикой 1

Подставим в формулу (3) значение N_e из уравнения (2):

$$p_e' = \frac{p_e}{1 + \frac{\Delta n}{n_n}}. \quad (4)$$

Из подобия треугольников АВД и ЕСД (см. рис. 1), заменив буквенные обозначения сторон соответствующими им обозначениями параметров, получим:

$$\frac{\Delta n}{\Delta n_{max}} = \frac{N_{eH} - N_e}{N_{eH}},$$

где Δn_{\max} — разность между числами оборотов двигателя на холостом ходу по регуляторной и нагрузочной характеристикам ($\Delta n_{\max} = AB$);

N_{eH} — номинальная мощность стационарного двигателя ($N_{eH} = AD$);

Из последнего уравнения определим Δn :

$$\Delta n = \frac{N_{eH} - N_e}{N_{eH}} \Delta n_{\max} = \frac{a n_H p_{eH} - a n_H p_e}{a n_H p_{eH}} \Delta n_{\max} = \frac{p_{eH} - p_e}{p_{eH}} \Delta n_{\max},$$

где p_{eH} — номинальное среднее эффективное давление.

Подставив найденное значение Δn в формулу (4), получим

$$p_e' = \frac{p_e}{1 + \frac{p_{eH} - p_e}{p_{eH}} \cdot \frac{\Delta n_{\max}}{n_H}}. \quad (5)$$

Согласно известной формуле [2]

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_H}{n_{\max} + n_H},$$

где n_{\max} — максимальное число оборотов в минуту по регуляторной характеристике;

δ — степень неравномерности регулятора числа оборотов.

Из этой формулы, заменив в ней n_{\max} на $n_H + \Delta n_{\max}$, найдем

$$\frac{n_H}{\Delta n} = \frac{1}{\delta} - 0,5.$$

Подставим найденное значение $\frac{n_H}{\Delta n}$ в формулу (5) и полученное выражение для определения p_e' подставим в формулу (1) вместо p_e .

В результате имеем

$$g_e = C_1 + \frac{C_2}{p_e} + \frac{C_2}{\frac{1}{\delta} - 0,5} \left(\frac{1}{p_e} - \frac{1}{p_{eH}} \right). \quad (6)$$

Таким образом определена аналитическая зависимость g_e от δ .

Для оценки топливной экономичности стационарного двигателя были использованы следующие параметры.

1. $g_{e \min}$ — минимальный удельный расход топлива при мощности двигателя $N_{e\Gamma}$ (см. рис. 1), затрачиваемой на привод электрогенератора с номинальной нагрузкой, $N_{e\Gamma}$, соответствует среднее эффективное давление $p_{e\Gamma}$.

$$N_{e\Gamma} = N_{eH} (1 - k); \quad p_{e\Gamma} = p_{eH} (1 - k),$$

где k — коэффициент запаса мощности, равный $\frac{N_{eH} - N_{e\Gamma}}{N_{eH}}$.

Подставив $p_{ен}(1-k)$ в формулу (6) вместо p_e , получаем выражение для расчета $g_{e \min}$:

$$g_{e \min} = C_1 + \frac{C_2}{p_{ен}(1-k)} + \frac{C_2 k}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right)(1-k)p_{ен}}. \quad (7)$$

2. $g_{e \text{ оц}}$ — оценочный удельный расход топлива, определяемый по известной методике [2] как средняя арифметическая величина из средних значений g_e отдельных участков, на которые равномерно разбивается регуляторная характеристика в диапазоне $N_{e \Gamma}$ (0,5—1). При числе участков, стремящемся к бесконечности, $g_{e \text{ оц}}$ равен определенному интегралу от $g_e dp_e$ в пределах $0,5p_{ен}(1-k) \div p_{ен}(1-k)$, деленному на $0,5p_{ен}(1-k)$:

$$g_{e \text{ оц}} = \frac{\int_{0,5p_{ен}(1-k)}^{p_{ен}(1-k)} \left[C_1 + \frac{C_2}{p_e} + \frac{C_2}{\frac{1}{\delta} - 0,5} \left(\frac{1}{p_e} - \frac{1}{p_{ен}} \right) \right] dp_e}{0,5p_{ен}(1-k)}.$$

В результате определения интеграла и последующих математических преобразований получаем

$$g_{e \text{ оц}} = C_1 + \frac{1,385C_2}{p_{ен}(1-k)} + \frac{C_2}{p_{ен} \left(\frac{1}{\delta} - 0,5 \right)} \left(\frac{1,385}{1-k} - 1 \right). \quad (8)$$

3. $g_{e \text{ ср}}$ — оценочный средний удельный расход, определяемый аналогично $g_{e \text{ оц}}$, но в более широком диапазоне нагрузок

$$f_1 N_{ен} \div N_{ен}(1-k),$$

где f_1 — коэффициент загрузки двигателя при холостом ходе электрогенератора.

$g_{e \text{ ср}}$ равен определенному интегралу от $g_e dp_e$ с пределами $f_1 p_{ен} \div p_{ен}(1-k)$, деленному на $p_{ен}(1-k-f_1)$:

$$g_{e \text{ ср}} = \frac{\int_{f_1 p_{ен}}^{p_{ен}(1-k)} \left[C_1 + \frac{C_2}{p_e} + \frac{C_2}{\frac{1}{\delta} - 0,5} \left(\frac{1}{p_e} - \frac{1}{p_{ен}} \right) \right] dp_e}{p_{ен}(1-k-f_1)}.$$

После определения интеграла и математических преобразований получаем:

$$g_{e \text{ ср}} = C_1 + \frac{C_2 \ln \frac{1-k}{f_1}}{p_{ен}(1-k-f_1)} + \frac{C_2}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right)p_{ен}} \left(\frac{\ln \frac{1-k}{f_1}}{1-k-f_1} - 1 \right). \quad (9)$$

4. $g_{e\text{св}}$ — средний удельный расход приводного двигателя сварочного агрегата, учитывающий работу последнего в режиме ПР-60% (40% времени — работа на холостом ходу, 60% — под нагрузкой) [3]

$$g_{e\text{св}} = 0,4g_{e\text{x.x}} + 0,6g_{e\text{ср}}, \quad (10)$$

где $g_{e\text{x.x}}$ — удельный расход топлива при холостом ходе электроагрегата, т. е. при $f_1 N_{eн}$. Подставив $f_1 p_{eн}$ в формулу (6), находим выражение для определения $g_{e\text{x.x}}$:

$$g_{e\text{x.x}} = C_1 + \frac{C_2}{f_1 p_{eн}} + \frac{C_2}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) p_{eн}} \left(\frac{1}{f_1} - 1\right). \quad (11)$$

$g_{e\text{ср}}$ — оценочный средний удельный расход топлива, определяемый аналогично $g_{e\text{ср}}$, но в пределах диапазона $f_2 N_{eн} \div \div N_{eн} (1-k)$, соответствующих минимальному и номинальному сварочным токам;

f_2 — коэффициент загрузки двигателя при номинальном сварочном токе.

Формулу для определения $g_{e\text{ср}}$ получим, подставив в уравнение (9) f_2 вместо f_1 :

$$g_{e\text{ср}} = C_1 + \frac{C_2 \ln \frac{1-k}{f_2}}{p_{eн} (1-k-f_2)} + \frac{C_2}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) p_{eн}} \left(\frac{\ln \frac{1-k}{f_2}}{1-k-f_2} - 1\right). \quad (12)$$

После подстановки в выражение (10) значений $g_{e\text{x.x}}$ и $g_{e\text{ср}}$ из формул (11) и (12) и проведения возможных упрощений находим

$$g_{e\text{св}} = C_2 + \frac{C_2}{p_{eн}} \left[\frac{0,4}{f_1} + \frac{0,6 \ln \frac{1-k}{f_2}}{1-k-f_2} \right] + \frac{C_2}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) p_{eн}} \times \\ \times \left[\frac{0,4}{f_1} + \frac{0,6 \ln \frac{1-k}{f_2}}{1-k-f_2} - 1 \right]. \quad (13)$$

Рассмотренные выше параметры $g_{e\text{оц}}$ и $g_{e\text{мин}}$ не учитывают расход топлива в зоне малых нагрузок, где влияние δ наибольшее. В связи с этим с их помощью нельзя получить полного представления о влиянии δ на топливную экономичность стационарного двигателя. Тем не менее эти параметры использованы в настоящей работе главным образом потому, что они являются общеприняты-

ми параметрами, а также позволяют оценить влияние δ на режимах больших нагрузок.

Более полное представление о влиянии δ на топливную экономичность дают введенные в настоящей работе параметры $g_{e\text{ ср}}$ и $g_{e\text{ св}}$, учитывающие топливную экономичность всех участков нагрузочного диапазона двигателя. Они равноценны параметрам эксплуатационной топливной экономичности при условии равной продолжительности использования всех эксплуатационных нагрузок. В связи с этим окончательная оценка влияния δ на топливную экономичность приводного двигателя электроагрегата производилась с помощью $g_{e\text{ ср}}$, а в случае сварочного электроагрегата — с помощью $g_{e\text{ св}}$.

Формулы (7, 8, 9, 13) позволяют определять абсолютные значения параметров $g_{e\text{ мин}}$, $g_{e\text{ оц}}$, $g_{e\text{ ср}}$, $g_{e\text{ св}}$. Третье слагаемое правой части каждой из этих формул, очевидно, равно абсолютной величине прироста значения каждого параметра — $\Delta g_{e\text{ мин}}$, $\Delta g_{e\text{ оц}}$, $\Delta g_{e\text{ ср}}$, $\Delta g_{e\text{ св}}$, обусловленной δ . Разделив абсолютную величину прироста параметра на значение последнего при $\delta=0$ и умножив частное на 100%, определяем относительную величину изменения параметров в % в зависимости от δ . Пользуясь этой методикой, получим:

а) из формулы (7)

$$\Delta g_{e\text{ мин}} \% = \frac{k100}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) \left[\frac{C_1}{C_2} p_{eH} (1 - k) + C_2 \right]}; \quad (14)$$

б) из формулы (8)

$$\Delta g_{e\text{ оц}} \% = \frac{(0,385 + k) 100}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) \left[\frac{C_1}{C_2} p_{eH} (1 - k) + 1,385 \right]}; \quad (15)$$

в) из формулы (9)

$$g_{e\text{ ср}} \% = \frac{\left(\ln \frac{1-k}{f_1} + k + f_1 - 1 \right) 100}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) \left[\frac{C_1}{C_2} p_{eH} (1 - k - f_1) + \ln \frac{1-k}{f_1} \right]}; \quad (16)$$

г) из формулы (13)

$$\Delta g_{e\text{ св}} \% = \frac{\left[(1 - k - f_2) \left(\frac{2}{f_1} - 5 \right) + 3 \ln \frac{1-k}{f_2} \right] 100}{\left(\frac{1}{\delta} - 0,5\right) \left[(1 - k - f_2) \left(\frac{5C_1}{C_2} p_{eH} + \frac{2}{f_1} \right) + 3 \ln \frac{1-k}{f_2} \right]}. \quad (17)$$

Формулы (14—17) позволяют определить влияние δ на параметры топливной экономичности для различных конкретных моделей двигателей, характеризующихся константами C_1 , C_2 , p_{eH} и электроагрегатов — константы f_1 , f_2 , k .

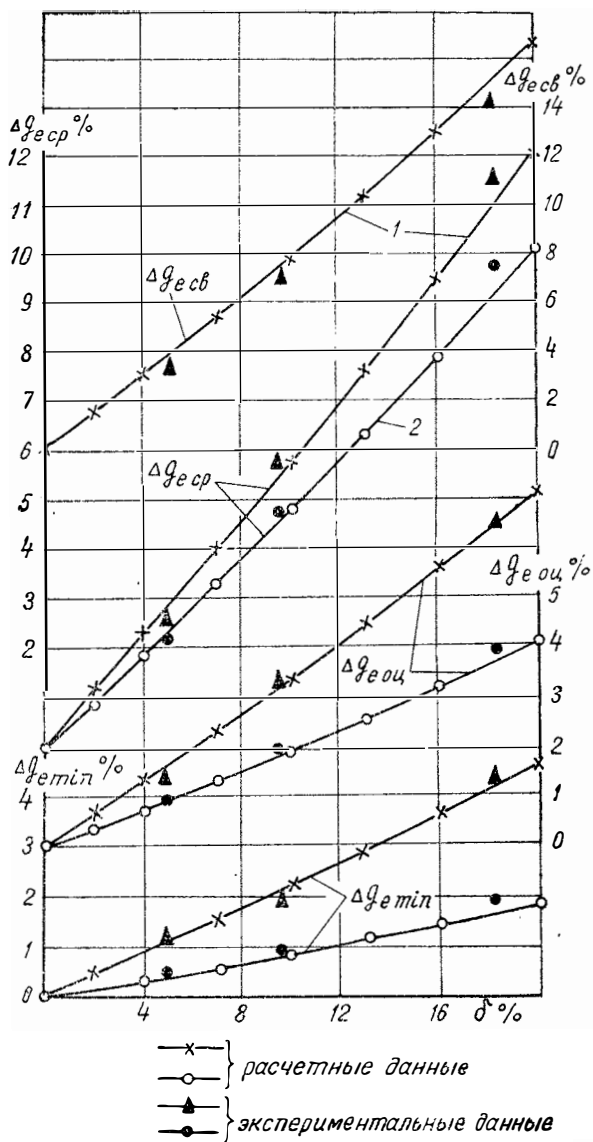


Рис. 2. Влияние степени неравномерности регулятора числа оборотов δ на величины относительного приращения параметров топливной экономичности $\Delta g_{e мин}$, $\Delta g_{e оц}$, $\Delta g_{e ср}$, $\Delta g_{e св}$ стационарных модификаций автомобильного двигателя ЗМЗ-24—01 при коэффициенте запаса мощности $k=0,498$ (1) и $k=0,25$ (2)

В настоящей работе были выполнены следующие варианты расчета:

1. Стационарный двигатель на базе автомобильной модели ЗМЗ-24—01 мощностью $N_{ен} = 40$ л.с. (без вентилятора 41,2 л.с.) при $n_n = 2000$ об/мин предназначен для привода сварочного электроагрегата:

а) $C_1 = 162$; $C_2 = 384$; $p_{ен} = 7,57$ кГ/см²; $k = 0,498$; $f_1 = 0,04$; $f_2 = 0,15$;

б) вариант отличается от предыдущего только величиной запаса мощности $k = 0,25$.

2. Стационарный двигатель на базе автомобильной модели ЗМЗ-13 мощностью $N_{ен} = 70$ л.с. (без вентилятора 71,2 л.с.) при $n_n = 1500$ об/мин предназначен для привода электроагрегата переменного тока общего назначения:

а) $C_1 = 162$; $C_2 = 384$; $p_{ен} = 7,7$ кГ/см²; $k = 0,36$; $f_1 = 0,0407$;

б) вариант отличается от предыдущего только величиной запаса мощности $k = 0,25$.

3. Стационарный двигатель на базе автомобильной модели ЗМЗ-53 мощностью $N_{ен} = 55$ л.с. (без вентилятора 56,2 л.с.) предназначен для привода электроагрегата переменного тока общего назначения:

$C_1 = 170$; $C_2 = 424$; $p_{ен} = 7,9$ кГ/см²; $k = 0,25$; $f_1 = 0,0516$.

При определении значений $p_{ен}$ исходили из мощности двигателей без вентилятора.

Расчет производился для диапазона 0—18%, соответствующего предельным возможным эксплуатационным значениям δ . Константы формул определялись опытным путем и частично по данным заводских технических условий.

Полученные расчетные зависимости показаны на рис. 2 и 3, причем для стационарных модификаций автомобильных двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-13 они представлены только определяющим параметром $\Delta g_{e\text{ ср}}$. Значения остальных параметров приведены в таблице.

Для проверки достоверности расчетных данных они были сопоставлены с экспериментальными (см. таблицу, рис. 2 и 3), полученными в результате определения в стендовых условиях регуляторных характеристик стационарных двигателей при различных δ . Представление о протекании таких характеристик дает рис. 4.

Как следует из таблицы, отклонения экспериментальных данных от расчетных, принимаемых за 100%, не превышают 7% для всех параметров, кроме $\Delta g_{e\text{ min}}$. В последнем случае они достигают 11,6%, что объясняется трудностями обеспечения необходимой в данном случае высокой точности замера расхода бензина.

Согласно полученным результатам топливная экономичность ухудшается при увеличении δ . Наиболее интенсивно возрастают $\Delta g_{e\text{ ср}}$ и $\Delta g_{e\text{ св}}$.

При $\delta = 18\%$ $\Delta g_{e\text{ св}}$ достигает $\sim 15\%$ (см. рис. 2). При $\delta = 8\%$, допускаемой для сварочных электроагрегатов [1], $\Delta g_{e\text{ св}} = 6\%$. Од-

нако величина δ , допускаемая для электроагрегата и устанавливаемая от нуля до N_{er} для двигателя, повышается пропорционально k . Так, при $k=0,498$ (расчетный вариант 1) указанная величина δ (8%) возрастает до 16%, а $\Delta g_{e\text{св}}$ — до 13%. Столь значительное влияние δ на топливную экономичность в данном случае обуславливается продолжительной работой сварочного электроагрегата на холостом ходу.

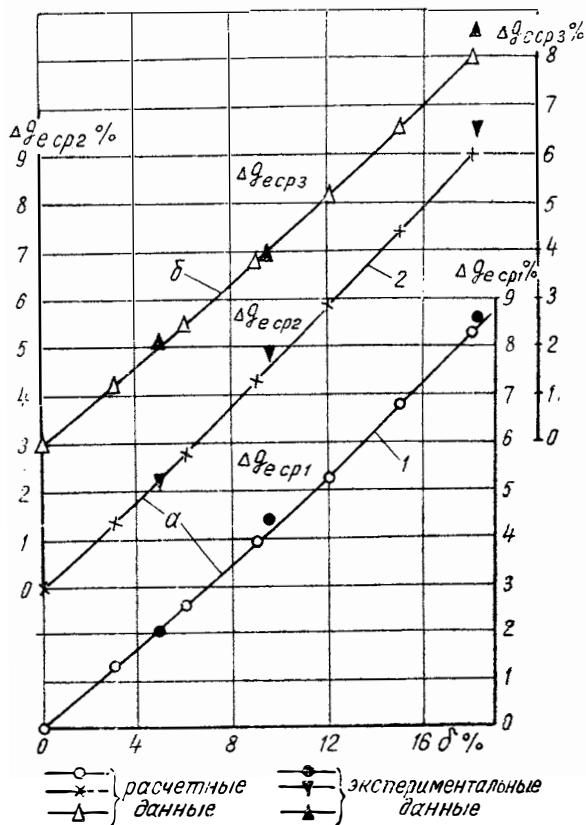


Рис. 3. Влияние степени неравномерности регулятора числа оборотов δ на величину относительного приращения среднего оценочного удельного расхода топлива $\Delta g_{e\text{ср}}$ стационарных модификаций автомобильного двигателя ЗМЗ-13 (а) соответственно при $k=0,25$ (1) и $k=0,36$ (2) и двигателя ЗМЗ-53 при $k=0,25$ (б)

$\Delta g_{e\text{ср}}$ при $\delta=18\%$ составляет $\sim 8\div 11\%$ (см. рис. 2 и 3). При $\delta=6\%$, допускаемой для электроагрегатов переменного тока, $\Delta g_{e\text{ср}}$ достигает 2,5—3,4%, а с учетом влияния k может возрасти до 5,2—6,9%.

Таблица

Модель базового двигателя	Параметры топливной экономичности	Запас мощности k	Степень неравномерности регулятора числа оборотов, %								
			Экспериментальные данные			Расчетные данные			Расхождение		
			4,88	9,53	18,2	4,88	9,53	18,2	4,88	9,53	18,2
ЗМЗ-24-01	$\Delta g_{e \min}$	0,25	0,45	0,91	1,83	0,41	0,82	1,64	9,76	11	11,6
		0,498	1,15	2	4,4	1,05	2,1	4,2	9,53	5	4,77
	$\Delta g_{e \text{ оц}}$	0,25	0,94	1,92	3,95	0,92	1,85	3,7	2,18	3,8	6,77
		0,498	1,47	3,3	6,53	1,58	3,18	6,4	6,97	3,77	2,03
	$\Delta g_{e \text{ ср}}$	0,25	2,21	4,7	9,85	2,28	4,57	9,15	3,06	2,84	6,55
		0,498	2,57	5,8	11,6	2,73	5,45	10,92	5,87	6,42	6,22
$\Delta g_{e \text{ св}}$	0,498	3,55	7,14	14,25	3,77	7,52	14,96	5,83	5,05	4,75	
ЗМЗ-13	$\Delta g_{e \min}$	0,25	0,32	0,77	1,31	0,36	0,72	1,48	11,1	6,95	11,5
		0,36	0,6	1,16	2,48	0,57	1,15	2,31	5,26	0,87	7,35
	$\Delta g_{e \text{ оц}}$	0,25	0,81	1,57	3,07	0,84	1,65	3,3	3,57	4,85	6,97
		0,36	1,04	2,22	4,25	1,1	2,15	4,3	5,45	3,26	1,16
	$\Delta g_{e \text{ ср}}$	0,25	2,06	4,38	8,6	2,15	4,18	8,4	4,18	4,8	2,38
		0,36	2,27	4,84	9,53	2,32	4,55	9,1	2,16	6,38	4,73
$\Delta g_{e \min}$	0,25	0,42	0,742	1,49	0,38	0,74	1,5	10,5	0,27	0,67	
ЗМЗ-53	$\Delta g_{e \text{ оц}}$	0,25	0,81	1,72	3,64	0,85	1,7	3,4	4,7	1,18	7,06
	$\Delta g_{e \text{ ср}}$	0,25	2,07	3,94	8,64	2,05	4,02	8,1	0,98	1,98	6,7

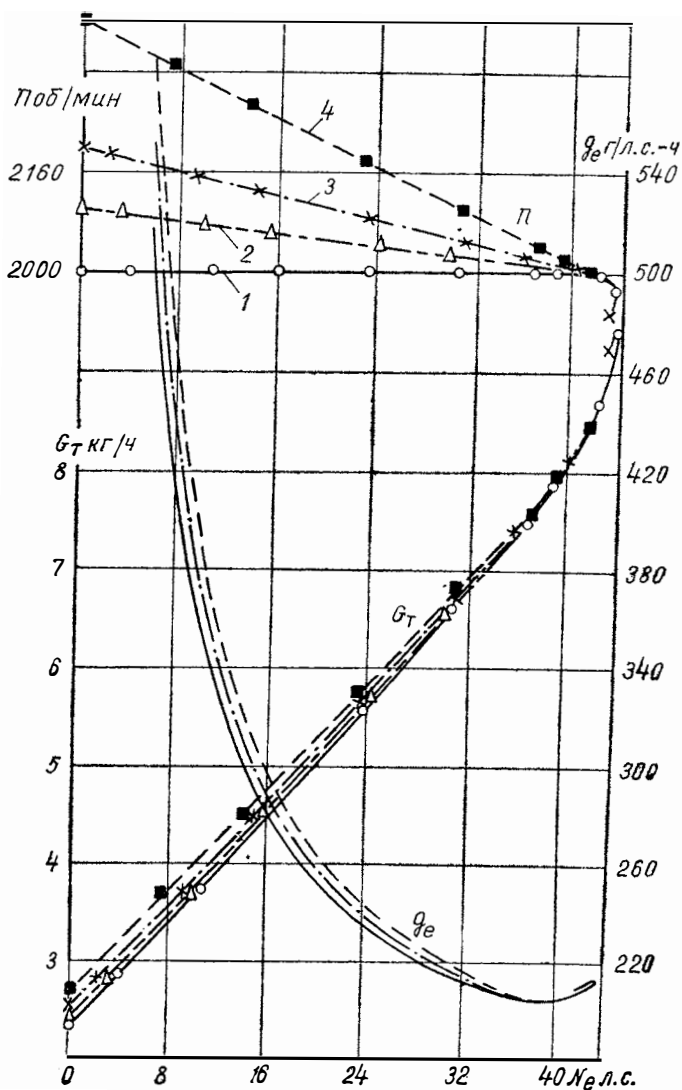


Рис. 4. Регуляторные характеристики стационарного двигателя, выпускаемого на базе автомобильного двигателя ЗМЗ-24-01:

1 — при $\delta=0$; 2 — при $\delta=4,88\%$; 3 — при $\delta=9,53\%$; 4 — при $\delta=18,2\%$

$\Delta g_{e \min}$ при $\delta = 18 \div 18,2\%$ составляет $1,5-4,2\%$, а $\Delta g_{e \text{оп}}$ — $3,3-6,4\%$ (см. таблицу и рис. 2). В зоне наиболее используемых значений δ до 12% $\Delta g_{e \min}$ достигает $2,6\%$, $\Delta g_{e \text{оп}}$ — 4% (см. рис. 2).

Наибольшие значения параметров $\Delta g_{e \text{ср}}$, $\Delta g_{e \text{оп}}$, $\Delta g_{e \min}$ соответствуют большим значениям k , так как увеличение k смещает нагрузочный диапазон электроагрегата в зону меньших нагрузок двигателя, где, как отмечалось, влияние δ возрастает.

Таким образом, увеличение k , с одной стороны, повышает допускаемое максимальное значение δ для двигателя при заданном δ электроагрегата, а с другой стороны, вызывает более интенсивное изменение параметров топливной экономичности в зависимости от δ . Оба фактора понижают топливную экономичность.

Выводы

1. Разработанная методика аналитического определения влияния степени неравномерности регулятора на топливную экономичность стационарного двигателя обеспечивает результаты, близкие к экспериментальным, и может использоваться применительно к серийным и вновь проектируемым стационарным модификациям автомобильных двигателей.

2. Топливная экономичность стационарных модификаций автомобильных карбюраторных двигателей при увеличении степени неравномерности регулятора ухудшается в зоне эксплуатационных значений δ , понижение топливной экономичности приводных двигателей электроагрегатов общего назначения достигает 7% , а сварочных электроагрегатов — 13% . В связи с этим уменьшение степени неравномерности регулятора может уменьшить эксплуатационный расход топлива двигателя, используемого для передвижных электростанций.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 2402—69 «Агрегаты для дуговой сварки с двигателями внутреннего сгорания. Технические требования».
2. ГОСТ 491—55 «Двигатели автотракторные. Методы стендовых испытаний».
3. ГОСТ 304—65 «Генераторы постоянного тока для дуговой электросварки».
4. Третьяков Н. П. Влияние скоростного режима работы карбюраторного двигателя на оптимальный состав смеси. «Известия вузов. Машиностроение», 1963, № 7. Изд. МВТУ им. Баумана.

*Канд. техн. наук А. П. Лебединский,
инж-ры М. Ю. Носовицкий, В. Р. Ошеров*

ИССЛЕДОВАНИЕ АНТИДЕТОНАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЕЙ В ОСОБО ТЯЖЕЛЫХ УСЛОВИЯХ

На основных моделях многоцелевых автомобилей высокой проходимости в настоящее время устанавливаются модификации базовых моделей карбюраторных двигателей.

В практике эксплуатации этих автомобилей, характеризующейся длительной работой двигателя на полной нагрузке и пониженных скоростях движения автомобиля, иногда возникают нарушения нормальной работы и аварийные повреждения деталей двигателя (головок цилиндров, поршней, клапанов и т. п.).

Известно, что причиной подобных явлений наряду с другими факторами может явиться несоответствие между детонационными требованиями двигателя (в реальных условиях эксплуатации) и располагаемыми антидетонационными качествами топлива. Между тем выбор степени сжатия, сорта применяемого топлива и регулировок двигателя по опережению зажигания, как правило, производится на моторном стенде, а лабораторно-дорожные испытания проводятся на режимах, соответствующих транспортному применению автомобиля.

Однако для автомобилей высокой проходимости характерным является режим движения с полным открытием дросселя при включении всех ведущих мостов, II—III передачи в коробке передач и низшей в раздаточной коробке; средние скорости движения в тяжелых дорожных условиях составляют 8—15 км/ч, что влечет за собой повышенные тепловые режимы двигателя и других агрегатов автомобиля [2].

С учетом характерных условий эксплуатации были разработаны методы испытаний двигателей, предусматривающие определение тягово-экономических и детонационных характеристик, а также оценку теплового состояния двигателей при установке их непосредственно на шасси автомобиля высокой проходимости с соответствующим регулируемым нагружением [1].

Эти методы, базирующиеся на ГОСТах 14846—69 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний», 6875—54 «Автомобили грузовые. Методы контрольных испытаний», 10373—63 «Двигатели автомобильные и бензины автомобильные. Методы детонационных испытаний», охватывали следующие виды испытаний:

1) стендовые испытания автомобиля, проводившиеся на трехосном стенде с беговыми барабанами, позволяющие получить требуемые характеристики двигателя в условиях его установки на шасси с имитацией обдува автомобиля воздухом;

2) дорожные испытания автомобиля, проводившиеся с использованием динамометрической тележки-тягача, при реальном обдуве воздухом, соответствующем скорости движения;

3) лабораторно-дорожные испытания автомобиля, оценивающие его экономические и динамические показатели.

Преимущество испытаний на стенде с беговыми барабанами — независимость от погоды. Недостатками являются приближенное воспроизведение теплового режима и известная условность в оценке тяговых усилий на колесах автомобиля, движущихся по криволинейным поверхностям беговых барабанов. Испытания на дороге лишены этих недостатков, но ограничены вследствие изменения погодных условий.

Таким образом, испытания проводились по методике стендовых испытаний двигателя, но двигатель был установлен на шасси автомобиля, а необходимые скоростной и нагрузочный режимы обеспечивались применением соответствующего испытательного оборудования.

По изложенной выше методике были проведены испытания восьмицилиндровых двигателей рабочим объемом 4,25 и 5,5 л, устанавливаемых на автомобили высокой проходимости ГАЗ-66 (№1) и ГАЗ 34 (№2). Эти двигатели после контрольно-стендовых испытаний были установлены на шасси автомобилей и подвергнуты испытаниям на стенде с беговыми барабанами и дороге с применением динамометрической тележки-тягача. Испытания проводились с использованием бензинов А-76 и АИ-93 как при серийной, так и при повышенных степенях сжатия.

При анализе результатов, полученных при испытаниях на моторном стенде с беговыми барабанами и на дороге, было замечено, что условия испытаний оказывают незначительное влияние на характеристику оптимального регулирования по зажиганию, а угол опережения зажигания, вызывающий возникновение детонации, последовательно уменьшается при переходе с моторного стенда на стенд с беговыми барабанами, а затем на дорогу, что можно объяснить ужесточением теплового режима двигателя. Например, максимальные детонационные требования двигателя автомобиля №1 при серийной степени сжатия (6,7) составляют на моторном стенде 83,4 единицы октанового числа, на стенде с беговыми барабанами — 86 единиц октанового числа, а при дорожных испытаниях — 86,8 единицы октанового числа; следовательно, в реальных

эксплуатационных условиях детонационные требования двигателя выше, чем при испытаниях на моторном стенде, примерно на 3 единицы.

Выбор характеристики центробежного автомата опережения зажигания проводился по результатам испытаний, имитирующих реальные условия эксплуатации, путем совмещения итоговой характеристики по углу опережения зажигания с первичной детонационной характеристикой товарного топлива, что также позволяло оценить падение тяги (по сравнению с максимально возможной) при различных характеристиках автоматов и определить установочный угол распределителя для обеспечения бездетонационной работы двигателя.

Применение серийного распределителя P13-B приводит к тому, что при малых скоростях вращения коленчатого вала опасность возникновения детонации заставляет уменьшить установочный угол распределителя, а при высоких числах оборотов антидетонационные качества топлива используются неполностью, хотя они и позволяют реализовать оптимальные углы опережения зажигания.

С целью более полного использования антидетонационных качеств топлива была разработана новая характеристика центробежного автомата опережения зажигания (большей крутизны); эта характеристика позволяет снизить потери тяги Δp_t на 2,0÷4,5% (по сравнению с серийной при установочном угле, рекомендуемом заводской инструкцией) и реализовать установочный угол распределителя, близкий к оптимальному по условиям пуска (рис. 1).

Увеличение крутизны наклона характеристики (с соответствующим изменением рабочего диапазона центробежного автомата), кроме улучшения мощностных, экономических и пусковых качеств двигателя, приводит к снижению температуры отработавших газов, т. е. уменьшает тепловую напряженность двигателя.

Предлагаемая характеристика является унифицированной для восьмицилиндровых двигателей рабочим объемом 4,25 и 5,5 л как в случае применения бензина А-76, так и при переходе на бензин АИ-93 с одновременным увеличением степени сжатия.

В результате проведенных исследований установлено, что детонационные требования восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 5,5 л с серийной степенью сжатия удовлетворительно обеспечиваются бензином А-76. Применение в качестве топлив-заменителей бензинов А-72 и Б-70 является нежелательным по условиям обеспечения надежной, бездетонационной работы и достаточно высоких тягово-экономических показателей; детонационным требованиям восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 4,25 л с серийной степенью сжатия также соответствует бензин А-76.

Влияние сорта топлива (при соответствующей корректировке установочного угла распределителя для бездетонационной работы двигателя) на тяговые показатели автомобиля и температуру отработавших газов восьмицилиндрового двигателя рабочим объемом 5,5 л с серийной (6,7) степенью сжатия показано на рис. 2. При ис-

пользовании бензина АИ-93 тяговые показатели увеличиваются до 4,3% (при 800 об/мин), а температура отработавших газов уменьшается на 15—20°C во всем скоростном диапазоне по сравнению с теми же показателями при работе на бензине А-76. Применение бензинов А-66 и А-72 вместо А-76 приводит к снижению тяговых показателей на 9,2 и 3% (при 800 об/мин) соответственно, а температура отработавших газов возрастает на 20—25 и 10°C во всем скоростном диапазоне.

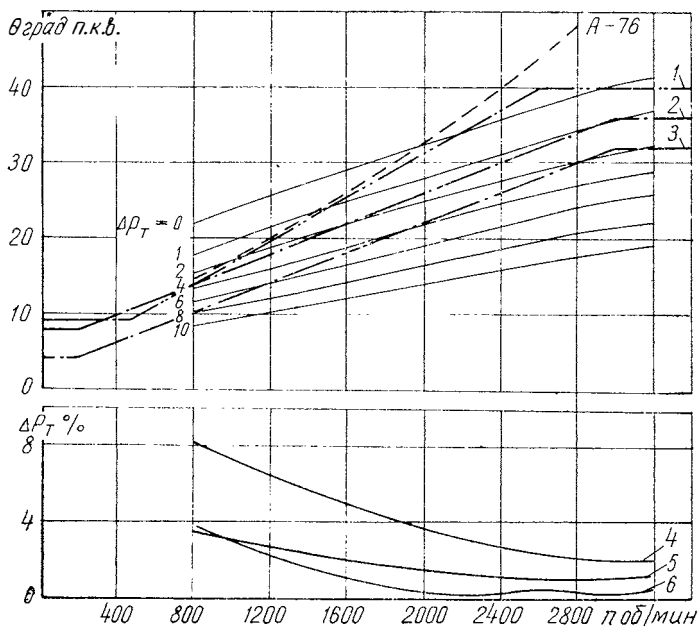


Рис. 1. Влияние характеристики центробежного автомата опережения зажигания на тяговые показатели автомобиля № 1: 1 — предлагаемая характеристика центробежного автомата при θ уст. +9 град. п. к. в.; 2 — серийная характеристика центробежного автомата; при θ уст. +8 град. п. к. в.; 3 — серийная характеристика центробежного автомата при заводском θ уст.; 4 — падение тяги при работе двигателя по п. 3; 5 — падение тяги при работе двигателя по п. 2; 6 — падение тяги при работе двигателя по п. 1

Детонационные испытания показали, что при применении бензина АИ-93 на двигателях с серийной степенью сжатия его антидетонационные качества используются неполностью. Переход на бензин АИ-93 позволяет повысить степень сжатия автомобилей № 1 и № 2 соответственно до величины 8,0—8,2 и 7,8—8,0.

При этом, как показали лабораторно-дорожные испытания автомобиля № 1, увеличение силы тяги составляет 10—13%, улучшение динамики — 17—20%, повышение максимальной скорости — около 9% по сравнению с серийным двигателем; для автомобиля

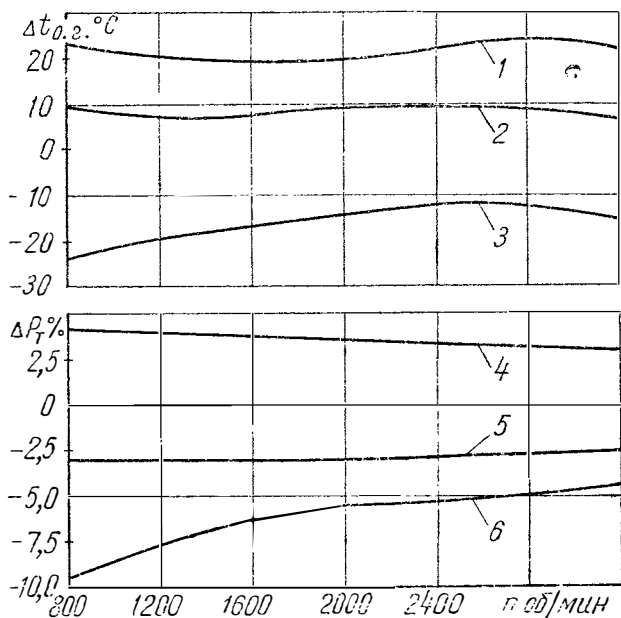


Рис. 2. Влияние сорта применяемого топлива на температуру отработавших газов двигателя и тяговые показатели автомобиля № 2:

1 — повышение температуры отработавших газов при работе на бензине А-66 по сравнению с бензином А-76; 2 — повышение температуры отработавших газов при работе на бензине А-72 по сравнению с бензином А-76; 3 — снижение температуры отработавших газов при работе на бензине АИ-93 по сравнению с бензином А-76; 4 — прирост тяги при работе на бензине АИ-93 по сравнению с бензином А-76; 5 — падение тяги при работе на бензине А-72 по сравнению с бензином А-76; 6 — падение тяги при работе на бензине А-66 по сравнению с бензином А-76

№ 2 сила тяги возрастает примерно на 10%, динамика улучшается на 7—10%, максимальная скорость увеличивается на 4—5%. Улучшение топливной экономичности автомобилей № 1 и № 2 при повышении степени сжатия до рекомендованных выше величин с переходом на бензин АИ-93 показано на рис. 3. Как видно из рис. 3, снижение расхода топлива составляет 7 и 15% для автомобилей № 2 и № 1 соответственно.

Различный прирост показателей автомобилей № 1 и № 2 при почти одинаковом увеличении степени сжатия двигателей (7, 8 и 7,9) объясняется тем, что удельная мощность (отношение номинальной мощности двигателя к полному весу автомобиля) автомобиля № 1 составляет 21 л.с./т, а № 2 — 17,1 л.с./т, поэтому при одинаковом проценте увеличения мощности двигателя улучшение экономических и динамических показателей проявляется более заметно у менее тяжелого автомобиля.

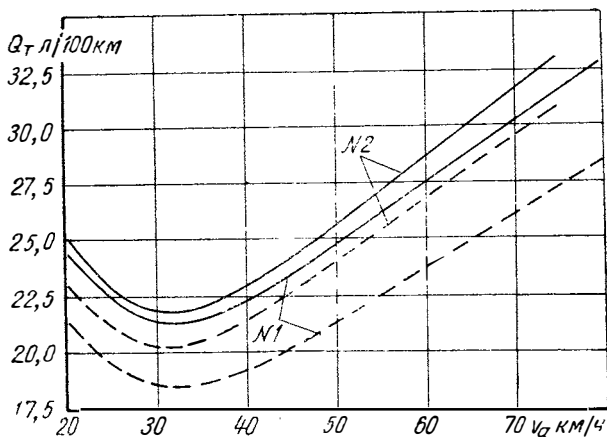


Рис. 3. Дорожная экономическая характеристика автомобилей № 1 и № 2:
 — при серийной степени сжатия; ---- при повышенной степени сжатия

Таким образом, полученные результаты позволяют сделать вывод о целесообразности применения данной методики испытаний для двигателей автомобилей высокой проходимости. Как отмечалось выше, детонационные требования двигателя в реальных условиях эксплуатации оказываются выше, чем при испытаниях по ГОСТу 10373—63, на 2—3 единицы, поэтому выбор степени сжатия, сорта применяемого топлива и регулировок двигателя по опережению зажигания, проведенный по методике, имитирующей особо тяжелые эксплуатационные условия, позволяет реализовать имеющиеся резервы антидетонационных качеств топлива, несколько повысить тягово-экономические показатели автомобиля и обеспечить надежную, бездетонационную работу двигателя в любых дорожных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Конев Б. Ф., Аронов Д. М., Куров Б. А., Лебединский А. П. Карбюраторные двигатели. М., Машгиз, 1963.
2. Петрушов В. А., Шуклин С. А. К вопросу влияния схемы привода на топливную экономичность. «Автомобильная промышленность», 1969, № 1.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОМ СОСТОЯНИИ ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ

Эффективным средством улучшения экономических и антидетонационных показателей бензинового двигателя является интенсификация сгорания. Практическое осуществление ее в поршневых двигателях тесно связано с воздействием на газодинамическое состояние заряда в цилиндре. Экспериментальными исследованиями установлено, что в цилиндре двигателя за счет турбулизации заряда скорость распространения пламени более чем в 20 раз превышает скорость пламени в ламинарном потоке, благодаря чему становится возможным завершение сгорания в период, когда тепло достаточно эффективно превращается в полезную работу.

Значительный интерес представляют способы повышения уровня газодинамического состояния заряда в процессе впуска, что достигается применением «направленных» впускных каналов и заширмлением впускных клапанов. Исследованиями показано, что применение этих способов приводит к существенному улучшению процесса сгорания, снижению детонационных требований и повышению индикаторного к. п. д. двигателя [1; 3]. Однако, несмотря на большую значимость газодинамических явлений при сгорании в двигателе, связь между протеканием рабочего цикла и параметрами газодинамического состояния заряда, особенно его турбулентными характеристиками, выявлена недостаточно. Установление такой связи и явилось целью данной работы.

Исследования проводились на одноцилиндровом отсеке двигателя с цилиндрической камерой сгорания при $S/D=80/92$ мм, степени сжатия 7, с электронным впрыском бензина. Изменение газодинамического состояния заряда производилось путем использования заширмленного впускного клапана с различными углами охвата и ориентации ширмы. На рис. 1 показана схема камеры сгорания с указанием принятых в данной работе обозначений.

Для исключения различий, связанных с изменением наполнения двигателя при применении заширленного впускного клапана, в одноименных экспериментах для различных вариантов двигателя коэффициент наполнения подбирался одинаковым.

Предварительно было проведено термоанемометрирование в цилиндре двигателя, в результате чего были определены средние ($\bar{\omega}$) и среднеквадратичные пульсационные ($\sqrt{(\bar{\omega}')^2}$) скорости заряда по множеству в одноименных фазах цикла. В таблице даны краткие характеристики исследованных вариантов двигателя, а также приведены значения средних и пульсационных скоростей заряда в зоне свечи зажигания при положении поршня в в. м. т. сжатия при 2000 об/мин.

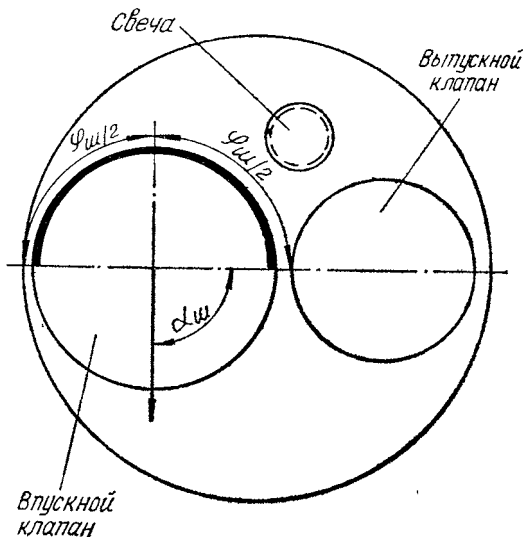


Рис. 1. Схема камеры сгорания

Наличие нескольких вариантов двигателя, для которых определены характеристики газодинамического состояния заряда, дает возможность отдельно проследить влияние средней и пульсационной скорости заряда на протекание рабочего цикла. На рис. 2 показано изменение некоторых параметров рабочего цикла в зависимости от пульсационной скорости заряда при 2000 об/мин. Увеличение пульсационной скорости с 0,8 до 2,8 м/сек, связанное с переходом от варианта 1 к варианту 3, сопровождается возрастанием

Параметр	Таблица			
	Вариант			
	1	2	3	4
$\varphi_{ш}$ град	Без нормы	90	180	180
$\alpha_{ш}$ град	—	90	0	90
$\bar{\omega}$ м/сек	2,5	6,5	8,5	14
$\sqrt{(\bar{\omega}')^2}$ м/сек	0,8	1,8	2,8	2,4

среднего индикаторного давления на мощностном составе смеси всего на 2—3%. В этом же диапазоне изменения пульсационной скорости максимальное значение индикаторного к. п. д. увеличивается на 10%. Существенное влияние оказывает пульсационная ско-

рость и на пределы эффективного обеднения, которые при этом расширяются с $\alpha=1,12$ до $\alpha=1,2$. Некоторое выпадение результатов при $\sqrt{(w')^2}=2,4$ м/сек (вариант 4) будет объяснено ниже,

при рассмотрении влияния средней скорости заряда.

Результаты индцирования показывают, что как при работе на смеси $\alpha=0,87$, так и $\alpha=1,15$ увеличение пульсационной скорости приводит к сокращению продолжительности обеих фаз сгорания (первой — от момента зажигания до точки заметного повышения давления от сгорания и второй — от конца первой фазы до точки максимального давления), оптимальных углов опережения зажигания и уменьшению невоспроизводимости последовательных циклов, величина которой оценивалась коэффициентом невоспроизводимости

$$k = \frac{P_{z \max} - P_{z \min}}{P_{z \text{ ср}}}$$

Увеличение пульсационной скорости заряда оказывает незначительное влияние на величину индикаторного к. п. д. при работе на богатой смеси и существенное влияние — на бедной, несмотря на то, что в обоих случаях наблюдается практически одинаковое сокращение продолжительности первой и второй фаз сгорания. Это подтверждает мнение о том, что изменение продолжительности сгорания само по себе не оказывает

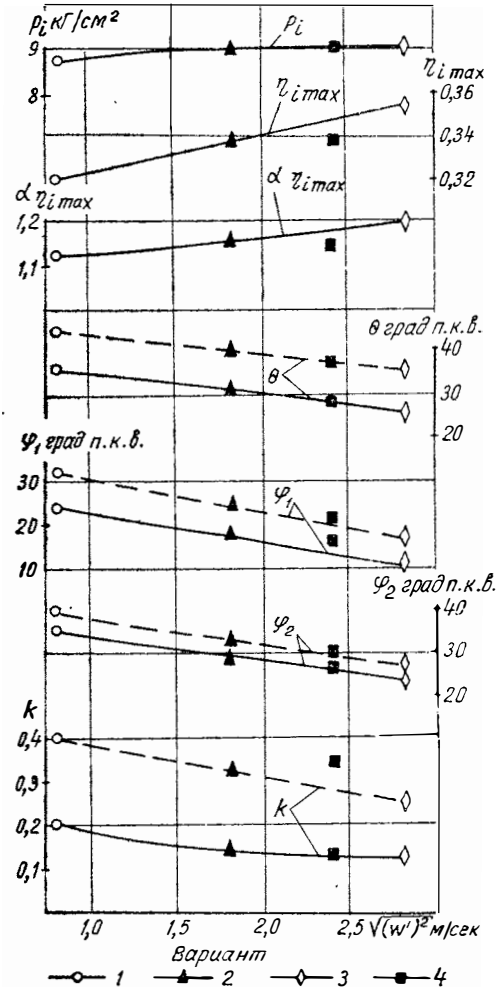


Рис. 2. Влияние пульсационной скорости заряда на параметры рабочего цикла ($n=2000$ об/мин; — $\alpha=0,87$; - - - $\alpha=1,15$)

существенного влияния на величину η_i . Расчетными исследованиями показано, что увеличение продолжительности основной фазы сгорания до 40—45° при условии сохранения оптимального положения участка сгорания по отношению к в. м. т. приводит

к относительно небольшому ухудшению использования теплоты в цикле [3]. Изменение индикаторного к. п. д. и различия пределов эффективного обеднения можно объяснить соответствующими изменениями невоспроизводимости последовательных циклов, которая резко возрастает по мере обеднения смеси. Так, увеличение пульсационной скорости приводит к снижению коэффициента невоспроизводимости при $\alpha=0,87$ с 0,2 до 0,12; при $\alpha=1,15$ k уменьшается с 0,4 до 0,25.

Распространено мнение о том, что основной причиной невоспроизводимости сгорания является невоспроизводимость газодинамического состояния заряда [5]. Поэтому увеличение пульсационной скорости заряда, которая при определении по множеству есть мера газодинамической неоднородности, с одной стороны, должно приводить к увеличению невоспроизводимости. С другой стороны, увеличение пульсационной скорости, приводящее к сокращению продолжительности сгорания, очевидно, определяет уменьшение невоспроизводимости за счет сокращения времени проявления. В этом же направлении действует улучшение гомогенизации смеси.

По-видимому, последние факторы оказывают большее влияние и, как видно из рис. 2, возрастание пульсационной скорости приводит к прогрессивному снижению невоспроизводимости последовательных циклов.

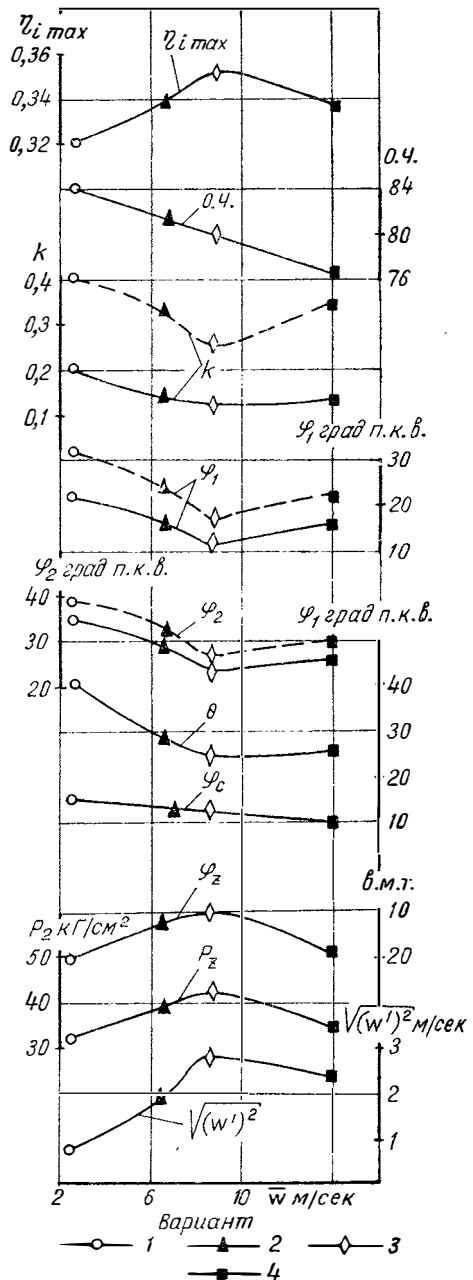


Рис. 3. Влияние средней скорости заряда на протекание рабочего цикла ($n=2000$ об/мин; — $\alpha=0,87$; - - - $\alpha=1,15$)

Влияние средней скорости заряда на протекание рабочего цикла показано на рис. 3. Увеличение скорости заряда с 2,5 до 8,5 м/сек сопровождается возрастанием $\eta_{i \max}$ с 0,32 до 0,352. При дальнейшем увеличении скорости заряда до 14 м/сек наблюдается уменьшение $\eta_{i \max}$ до 0,338. При скорости заряда 8,5 м/сек достигают минимального значения также невоспроизводимость и продолжительность обеих фаз сгорания.

Увеличение скорости заряда во всем диапазоне изменения приводит к прогрессивному снижению детонационных требований. Теоретический анализ показывает, что уменьшение детонационных требований связано с сокращением продолжительности сгорания [2]. Требуется пояснения снижения детонационных требований при увеличении скорости заряда свыше 8,5 м/сек, связанное с некоторым увеличением продолжительности сгорания. Как видно из рис. 3, увеличение скорости заряда свыше 8,5 м/сек приводит к смещению сгорания на линию расширения (кривые φ_c и φ_2) и уменьшению максимального давления цикла, чему способствует также повышенная теплоотдача.

Таким образом, имеет место эффект, аналогичный уменьшению угла опережения зажигания, приводящий к снижению детонационных требований.

Для выявления влияния газодинамического состояния заряда на первую фазу сгорания использована методика проведения экспериментов с установкой одинакового угла опережения зажигания [4]. Индексирование вариантов 1 и 4, имеющих соответственно наименьшую и наибольшую среднюю скорость заряда, при оптимальных и одинаковых углах опережения зажигания дало следующие результаты. Продолжительность первой фазы у варианта 4 составляет 16 град. п. к. в. при $\theta_{\text{опт}} = 26$ град. п. к. в. Продолжительность первой фазы у варианта 1 составляет 22 град. п. к. в. при $\theta_{\text{опт}} = 36$ град. п. к. в. При установке для варианта 1 угла опережения зажигания 26 град. п.к.в. (как у варианта 4) φ_1 сокращалась до 15 град. п.к.в., т. е. становилась даже меньше, чем у варианта 4, несмотря на то, что вариант 4 имеет значительно большую пульсационную скорость заряда, что должно приводить к сокращению первой фазы (см. рис. 2). Таким образом, увеличение средней скорости заряда оказывает отрицательное влияние на формирование начального очага горения, что, по-видимому, связано с повышенной теплоотдачей из зоны начального очага горения. Необходимо отметить, что непосредственное влияние на ускорение сгорания оказывает пульсационная скорость, о чем свидетельствует однозначная зависимость продолжительности сгорания от пульсационной скорости.

Эффект «перезавихривания» (см. рис. 3), заключающийся в снижении индикаторного к. п. д. бензинового двигателя при чрезмерном увеличении осевого вихря, полностью согласуется с перезавихриванием газодинамическим, которое проявляется в снижении пульсационной скорости при чрезмерном увеличении средней скорости.

Явлением «перезавихривания» вполне объясняется также некоторое выпадение показателей варианта 4 (см. рис. 2).

Таким образом, «перезавихривание» в бензиновом двигателе связано как с уменьшением скорости сгорания за счет снижения пульсационной скорости заряда, так с увеличением теплоотдачи и ухудшением условий воспламенения. Ухудшение условий воспламенения приводит к смещению сгорания на линию расширения, вследствие чего выделение тепла происходит термодинамически неоптимально. Причем смещение сгорания при ухудшении условий воспламенения не может быть компенсировано соответствующим увеличением угла опережения зажигания, так как это в свою очередь привело бы к увеличению продолжительности первой фазы сгорания и, следовательно, невоспроизводимости.

Как следует из результатов предварительно проведенного анемометрирования, зависимость между средней и пульсационной скоростью в цилиндре двигателя не является линейной. Эта нелинейность может быть объяснена наличием двух принципиально различных источников возникновения турбулентности: за счет увеличения средней скорости (естественная турбулентность) и за счет разрушения потоков в вертикальной плоскости на ходе сжатия (наведенная турбулентность). Увеличение средней скорости к периоду сгорания достигается усилением на впуске осевого вихря, который, являясь наиболее устойчивым видом движения, приводит к увеличению естественной турбулентности и одновременному снижению наведенной турбулентности за счет уменьшения интенсивности движения заряда в вертикальной плоскости.

В связи с этим усиление интенсивности вихревого движения вокруг оси цилиндра и, следовательно, скорости заряда к периоду сгорания приводит к увеличению пульсационной скорости лишь до определенного предела. Максимальное значение пульсационной скорости достигается при средней скорости заряда, равной 8,5 м/сек (см. рис. 3). Как увеличение, так и уменьшение скорости заряда вызывает снижение пульсационной скорости.

Наличие двух источников возникновения пульсаций в цилиндре обуславливает два способа усиления турбулизации в цилиндре к периоду сгорания: создание осевого вихря на впуске и создание турбулизации в процессе сжатия. Оба эти способа, известные из практики, имеют свои преимущества и недостатки. Усиление вихревого движения на впуске связано с повышенными тепловыми потерями во время всего цикла и некоторым ухудшением наполнения двигателя. Использование второго способа связано, как правило, с наличием защемленного объема, сгорание в котором ухудшается.

В связи с этим организация вихря на впуске представляется наиболее целесообразной для двигателей невысокой оборотности; для высокооборотных двигателей представляет определенный интерес организация вихревого движения заряда в вертикальной плоскости в период, непосредственно предшествующий сгоранию.

Выводы

1. Газодинамическое состояние заряда в цилиндре оказывает решающее влияние на процесс сгорания, что в свою очередь определяет уровень экономических и антидетонационных показателей двигателя легкого топлива.

2. Непосредственное воздействие на увеличение скорости сгорания в цилиндре двигателя оказывает пульсационная скорость заряда. Средняя скорость заряда, являясь одним из источников возникновения турбулентности, вместе с тем оказывает отрицательное влияние на формирование начального очага горения.

3. Эффект «перезавихривания», заключающийся в снижении индикаторного к. п. д. двигателя при чрезмерном увеличении вихревого движения на впуске, связан с перезавихриванием газодинамическим, которое при тех же условиях выражается в уменьшении пульсационной скорости заряда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вахошин Л. И., Маркова И. В. Повышение показателей двигателей с искровым зажиганием. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 111. М., 1969.

2. Лебединский А. П. Влияние антидетонационных качеств топлива на мощностные и экономические показатели двигателя. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.

3. Морозов К. А., Черняк Б. Я., Синельников Н. И. Особенности рабочих процессов высокооборотных карбюраторных двигателей М., «Машиностроение», 1971.

4. Соколик А. С., Воннов А. Н., Свиридов Ю. Б. Влияние химических и турбулентных факторов на процесс сгорания в условиях двигателя. «Известия АН СССР. ОТН», 1949, № 12.

5. Barton R. K., Lestz S. S., Meyer. An empirical model for correlating cycle-by-cycle cylinder gas motion and combustion variations of spark ignition engine. SAE Preprint, № 710163, 1971.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

За последние годы развернуто крупносерийное производство аппаратуры впрыска бензина во впускную трубу с электронным управлением цикловой подачи. Благодаря достигнутому к настоящему периоду высокому уровню развития электроники и технологии производства полупроводниковых приборов эта аппаратура обладает высокой надежностью, долговечностью, компактностью и универсальностью, но имеет высокую стоимость изготовления.

Первым массовым потребителем аппаратуры впрыска была фирма Фольксваген, установившая аппаратуру фирмы Бош на автомобиле Фольксваген-1600, в первую очередь для экспорта в США, для удовлетворения принятым там жестким нормативам на токсичность отработавших газов автомобилей.

В настоящее время аппаратура впрыска получила широкое распространение на автомобилях ряда европейских фирм.

Быстрое расширение применения системы впрыска топлива с электронным управлением обусловлено рядом его положительных качеств, к которым относятся увеличение литровой мощности, повышение топливной экономичности, снижение токсичности отработавших газов двигателя, улучшение пусковых качеств двигателя, снижение детонационных требований к топливу, повышение динамики и безопасности автомобиля и другие.

В Советском Союзе проводятся работы по созданию отечественной аппаратуры впрыска.

Основной задачей исследования, результаты которого рассматриваются в данной статье, являлась комплексная оценка указанных выше преимуществ системы впрыска топлива во впускную трубу с электронным управлением цикловой подачей сравнительно с карбюраторной системой питания на основе конкретных экспериментальных данных.

Объектом эксперимента явился двигатель автомобиля Фольксваген-1600, выпускающийся в двух модификациях с обеими системами питания. Благоприятным для проведения сравнительного исследования является принятие фирмой по соображениям надежности одинаковой мощности у обеих модификаций двигателя.

Двигатель автомобиля Фольксваген-1600 имеет следующую характеристику: верхнеклапанный горизонтально-оппозитный, воздушного охлаждения, четырехтактный, четырехцилиндровый; рабочий объем 1584 см³, степень сжатия 7,7; максимальная мощность 54 л.с. при 4000 об/мин; максимальный крутящий момент 11,2 кг·м при 2200 об/мин, число оборотов холостого хода 850 об/мин.

Испытания двигателя проводились как на моторном стенде, так и при установке на шасси автомобиля. Весь комплекс испытаний осуществлялся на одном двигателе, изменялись только системы питания.

Электронную систему впрыска топлива, применяющуюся для испытаний, можно условно разделить на три части по их функциональной принадлежности: система подачи топлива, система электронного регулирования, система подачи воздуха.

Система впрыска топлива, схема которой приведена на рис. 1, действует следующим образом. Топливо из бензобака 1 поступает по топливopроводу через фильтр 2 к электробензонасосу 3. Электробензонасос подает топливо в основную магистраль высокого давления, которая соединена непосредственно с электромагнитными форсунками 5, установленными на головках блока цилиндров 8. Постоянное давление в магистрали, составляющее 2 кг/см², поддерживается стабилизатором давления 4. Излишки топлива сливаются обратно в бензобак. В момент открытия форсунки топливный факел направляется в зону впускного клапана. Сигнал на момент и длительность открытия форсунки получает от электронного блока синтеза информации (БСИ) 7 в виде прямоугольного электрического импульса. Поскольку ход клапана форсунки и давление подачи топлива постоянны, то количество дозируемого топлива зависит только от времени открытого состояния форсунки, которое в свою очередь определяется длительностью прямоугольного электрического импульса.

Система электронного регулирования включает в себя комплект датчиков, реле и блок формирования импульсов. Датчик абсолютного давления 10, реагирующий на абсолютное давление во впускной трубе 9 и атмосферное давление, выдает основной параметр, определяющий длительность импульса на форсунке. Датчик оборотов, расположенный в корпусе распределителя зажигания 6, определяет фазу и частоту срабатывания форсунок, а также используется в электронном блоке формирования импульсов для коррекции цикловой подачи топлива в зависимости от числа оборотов двигателя. Датчик температурной коррекции увеличивает длительность основного импульса на режимах холодного пуска и прогрева двигателя. Датчик положения дроссельной заслонки выдает

параметры положения дроссельной заслонки, обеспечивающие совместно с показаниями датчика оборотов эффект экономайзера холостого хода. Пневматический включатель служит для обогащения смеси на мощностных режимах двигателя. От каждого из перечисленных выше датчиков в зависимости от условий поступает определенный сигнал на блок формирования импульсов. Блок синтезирует полученную информацию и выдает на форсунку импульс необходимой длительности.

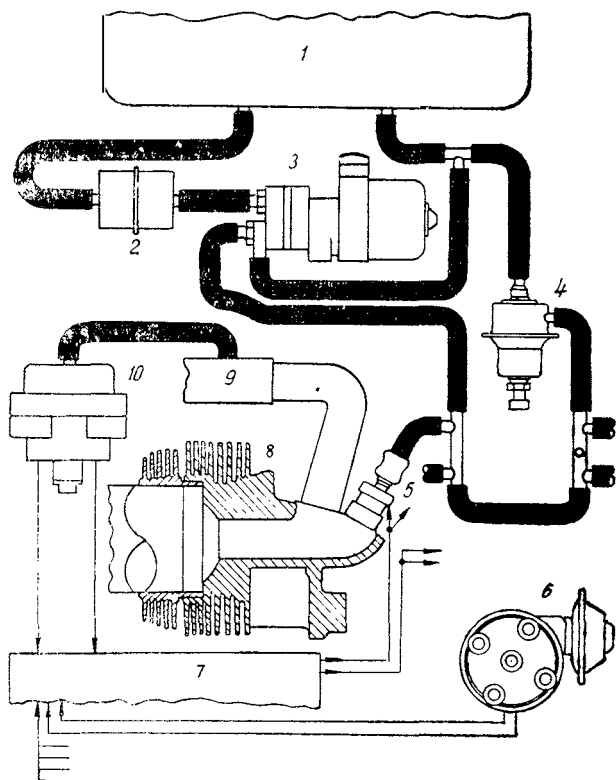


Рис. 1. Принципиальная схема системы впрыска топлива во впускную трубу с электронным управлением цикловой подачей топлива:

1 — бензобак; 2 — фильтр; 3 — электробензонасос; 4 — стабилизатор давления; 5 — электромагнитные форсунки; 6 — корпус распределителя зажигания; 7 — электронный блок синтеза информации; 8 — блок цилиндров; 9 — впускная труба; 10 — датчик абсолютного давления

Система подачи воздуха наряду с обычными функциями обеспечивает температурную коррекцию количества воздуха, поступающего на режимах холодного пуска и прогрева двигателя. Биметаллическая спираль датчика расположена в картере блока цилиндров

и в соответствии с температурой двигателя изменяет проходное сечение клапана добавочного воздуха. Применение автоматизированной системы подачи воздуха на режимах холодного пуска и прогрева в сочетании с температурной коррекцией системы электронного регулирования позволило значительно снизить температуру надежного пуска двигателя и создать условия для быстрого принятия двигателем полной нагрузки.

Карбюраторная система питания двигателя состоит из двух карбюраторов типа Solex PDSIT-32. Это надежная, отработанная конструкция, которая имеет специальное устройство для автоматического пуска и прогрева холодного двигателя, систему холостого хода, ускорительный насос, экономайзерную систему, электрическое отключение подачи топлива на двигателе с выключенным зажиганием.

Как уже отмечалось, фирма Фольксваген не форсировала данный двигатель по мощности при установке на него аппаратуры электронного впрыска, но уже следующая модель VW-411 имела форсировку по мощности двигателя со впрыском по отношению к карбюраторному варианту на 15%, что является закономерным при переходе к впрыску бензина.

В результате анализа регулировочных характеристик по составу смеси двигателя и экономической характеристики автомобиля было установлено, что двигатель с впрыском обеспечивает лучшие экономические показатели, особенно по мере приближения к полной нагрузке. В среднем экономичность улучшается на 6% по сравнению с карбюраторной системой питания (по данным стендовых и дорожных испытаний). Это достигается за счет улучшения равномерности работы отдельных цилиндров и обеспечения аппаратурой впрыска оптимальных регулировок как на мощностных, так и на экономических режимах работы двигателя. Снятие экономических характеристик автомобиля в режиме разгон—накат, осуществляемых при проведении детонационных испытаний, показало улучшение экономичности двигателя с впрыском при оптимальных углах опережения зажигания на 11%. Таким образом, можно отметить, что отключение подачи топлива на режимах принудительного холостого хода электронным экономайзером холостого хода обеспечивает экономию топлива при эксплуатации примерно на 5%.

Как и предполагалось, способность аппаратуры впрыска бензина избирать наивыгоднейшие условия работы двигателя оказалась выше, чем у карбюраторной системы питания. Так, при сопоставлении оптимальных значений регулировок по составу смеси с фактическими выяснилось значительное преимущество системы впрыска, выраженное в наибольшем сближении оптимальных и фактических характеристик коэффициента избытка воздуха.

Неравномерность распределения состава смеси по цилиндрам, определяемая по количеству окиси углерода CO в отработавших газах двигателя, выявила значительное превосходство аппаратуры впрыска перед карбюраторной системой питания. Несмотря на ис-

пользование на этой модели двух карбюраторов, система впрыска показала улучшение неравномерности в среднем в 2,5 раза (рис. 2).

В наибольшей мере указанные выше преимущества аппаратуры впрыска проявились в процессе испытаний двигателя на токсичность отработавших газов двигателя на переменных режимах. Испытания, проведенные на автомобиле по методике ЕЭК ООН, показали уменьшение токсичности двигателя с впрыском по отношению к карбюраторному в среднем в 8 раз по содержанию окиси

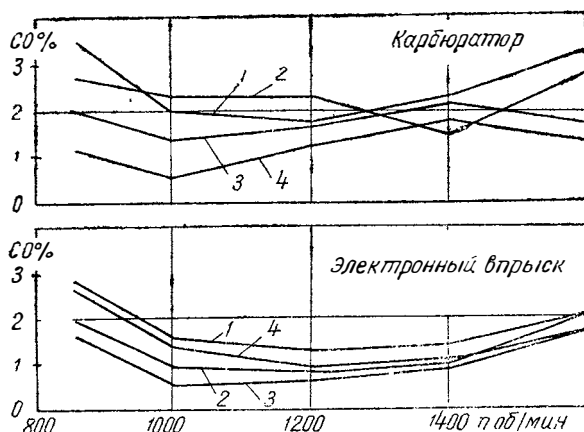


Рис. 2. Оценка неравномерности распределения состава смеси по 1—4-му цилиндрам при работе двигателя на режиме холостого хода

углерода CO и в 3 раза по содержанию несгоревших углеводородов C_mH_n (рис. 3).

Значительные преимущества двигателя с впрыском на динамических режимах выявились и при сопоставлении скоростных качеств автомобиля с различными системами питания.

Из таблицы следует, что, несмотря на практически одинаковую максимальную скорость и выбег, разгон автомобиля с впрыском до заданных пределов осуществлялся значительно быстрее, чем у карбюраторного варианта, в среднем на 30%. Показанное выше улучшение динамических качеств автомобиля с впрыском можно объяснить значительным уменьшением промежутка времени между моментом нажатия на педаль акселератора и моментом поступления рабочей смеси заданного состава в цилиндр двигателя относительно карбюраторной системы питания, повышенной точностью дозирования аппаратуры впрыска бензина с электронным управлением на переменных режимах и снижением неравномерности распределения состава смеси по цилиндрам.

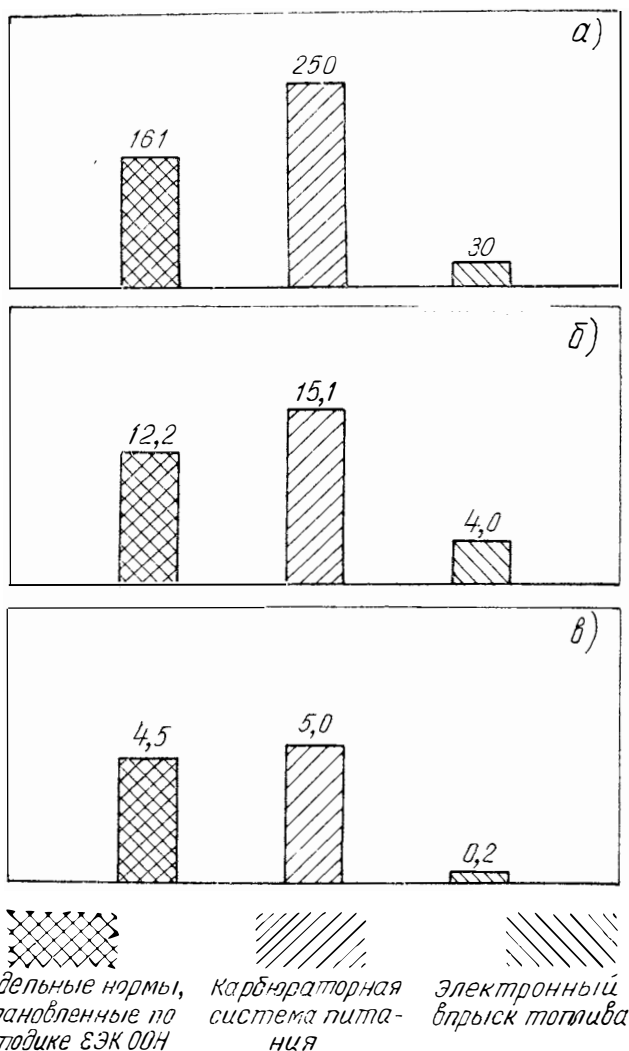


Рис. 3. Испытания по методике ЕЭК ООН:
 а) содержание окиси углерода CO, г/исп; б) содержание углеводородов С_тН_п, г/исп; в) содержание окиси углерода CO (режим холостого хода)

Детонационные исследования двигателя выявили преимущества аппаратуры впрыска при испытаниях на моторном стенде, особенно на шасси автомобиля в реальных дорожных условиях на переменных режимах. Система впрыска снижает требования двигателя к октановому числу товарных бензинов до 1,5 единиц относи-

тельно карбюраторной модификации. Этот эффект наблюдается при впрыске вследствие отсутствия фракционирования топлива во впускной трубе, наблюдаемого у карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах.

Т а б л и ц а

Вид испытаний	Двигатель с аппаратурой впрыска топлива с электронным управлением	Двигатель с карбюраторной системой питания
Максимальная скорость, км/ч	130	128,8
Выбег со скорости 100 км/ч до полной остановки, м	1390	1370
Время разгона с места до скорости 60 км/ч, сек	8,4	12,9
Время разгона с места до скорости 100 км/ч, сек	22,7	36,2
Время разгона на расстоянии 1000 м, сек	42,0	46,5

Пусковые испытания двигателя Фольксваген-1600 с аппаратурой впрыска, проводимые в реальных зимних условиях при использовании зимнего сорта масла SAE-20 и бензина АИ-93, позволили достичь надежного пуска двигателя при температуре -30° благодаря тонкому принудительному распыливанию топлива электромагнитными форсунками и надежной работе элементов аппаратуры, предназначенных для холодного пуска и прогрева двигателя.

В результате проведенной работы отмечены следующие положительные качества двигателя, оборудованного системой впрыска с электронным управлением цикловой подачи топлива, по сравнению с карбюраторным питанием: улучшение экономичности и динамики автомобиля, снижение токсичности отработавших газов, улучшение антидетонационных и пусковых качеств.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУР ВКЛАДЫШЕЙ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Исследование температурного режима работы подшипников коленчатого вала двигателя, результаты которого приводятся ниже, представляло интерес в связи с высокой форсировкой двигателя по мощности и числу оборотов.

Основная характеристика двигателя

Тип	карбюраторный, рядный, четырехтактный
Число цилиндров	4
Порядок работы цилиндров	1—2—4—3
Диаметр цилиндра, мм	82
Ход поршня, мм	70
Рабочий объем цилиндров, л	1,48
Номинальная мощность, л. с.	75
Число оборотов при номинальной мощности, об/мин	5800
Максимальный крутящий момент, кг·м	11,4
Число оборотов при максимальном крутящем моменте, об/мин	3000—3400
Степень сжатия	8,8

Коленчатый вал имеет полное число коренных опор. Полученные в результате замеров осредненные параметры подшипников приведены в табл. 1.

Исследованию подверглись вкладыши с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы, нанесенной на стальное основание методом порошковой металлургии.

Работа выполнялась в стендовых условиях на двигателе, собранном и обкатанном согласно техническим условиям завода-изготовителя. Вкладыши коренных подшипников двигателя монтируются в постелях из разнородных металлов: алюминиевого сплава (блок цилиндров) и чугуна (крыши подшипников).

Термометрированию подверглись вкладыши 1, 3 и 5-го коренных подшипников и вкладыши шатунного подшипника 2-го цилиндра.

При проведении испытаний температуры вкладышей замерялись с помощью хромель-копелевых термопар, изготовленных из проволоки диаметром 0,3 мм. Диаметр головок термопар составлял 1,0—1,2 мм.

Т а б л и ц а 1

Параметры подшипника	Подшипники	
	коренные	шатунные
Диаметр шейки вала, мм	59,955	51,992
Отношение ширины подшипника к диаметру шейки вала	0,425	0,413
Средний диаметральный зазор, мм	0,055	0,048

Горячие спаи всех термопар размещались на расстоянии 0,10—0,15 мм от внутренних рабочих поверхностей вкладышей. Крепление термопар осуществлялось с помощью пайки оловянно-свинцовым припоем с присадкой цинка, температура плавления которого равна 340°C, или заливкой их обычным оловянным припоем ПОС-30 с последующей зачеканкой.

В качестве регистрирующего прибора при термометрировании коренных подшипников использовался потенциометр самопишущий ЭПП-09 РДМ со шкалой от нуля до 300°C и ценой одного деления 2°C, позволяющий последовательно замерять температуру в 24 точках.

Передача сигнала от термопар к регистрирующей аппаратуре производилась посредством многожильного компенсационного хромель-копелевого провода марки ПКГВХК 2×1.

Вывод термопар от коренных подшипников осуществлялся через отверстия, выполненные в блоке цилиндров. На каждом исследуемом коренном подшипнике было установлено по восемь термопар (рис. 1), расположенных на шести образующих цилиндрической поверхности подшипника в трех плоскостях, перпендикулярных оси вращения вала: в передней плоскости три термопары (1, 2, 3), в средней — одна (4) и в задней — четыре (5, 6, 7 и 8). Каждая из термопар 1, 3, 6 и 8 расположена под углом 15° к плоскости разъема подшипника.

На шатунном подшипнике было установлено две термопары посредине верхнего и нижнего вкладышей.

Для связи термопар, установленных на шатунном подшипнике, с регистрирующей аппаратурой использовался метод импульсной передачи термоЭДС в момент замыкания контактов вильчатого токосъемника. Соединение проводов, расположенных на шатуне, с контактами вильчатого токосъемника, расположенными на поршне, осуществлялось с помощью щеточного токосъемника, детали которого были размещены на верхней головке шатуна и на днище поршня. От вильчатого токосъемника импульсы ЭДС передава-

лись в цепь компенсационного прибора и затем регистрировались в виде зубчатой кривой катодным осциллографом С—1—30. ЭДС компенсации, создаваемая батареей компенсационного прибора, противоположно направленная термоЭДС и приводящая к исчезновению кривой импульсов на экране осциллографа в момент полной компенсации, по величине соответствует ЭДС термопары.

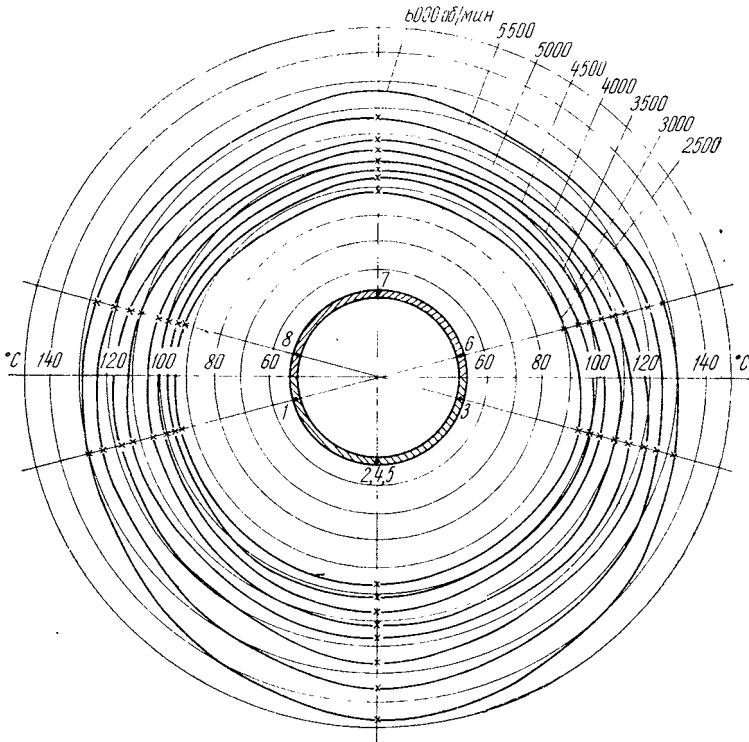


Рис. 1. Температурное поле первого коренного подшипника при работе двигателя по внешней скоростной характеристике при температурах масла 80°C, воды 80°C, давлении масла 4,0 кг/см² (масло АС-8)

Абсолютная величина ЭДС компенсации регистрировалась милливольтметром типа МПП-154М с тарировкой шкалы в °С.

Тарировка всей схемы проводилась от неподвижных колодок вильчатого токосъемника, на которые подавалась ЭДС, соответствующая ЭДС термопары при определенных температурах. Регистрировались показания милливольтметра МПП-154М в момент компенсации поданной ЭДС до нуля компенсационным прибором. Для увеличения точности компенсации вместо катодного осциллографа подключался к схеме нуль-гальванометр.

Для регулирования температуры масла при проведении исследований последовательно с полнопоточным масляным фильтром был подключен водомасляный радиатор. Регулировка давления масла в системе смазки осуществлялась с помощью редукционного клапана масляного насоса.

Термометрирование вкладышей коренных подшипников производилось при работе двигателя поочередно на двух сортах масла—АС8 и М10Г.

По результатам замеров были построены температурные поля подшипников при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. На рис. 1 изображено распределение температур вкладышей первого коренного подшипника. Из сопоставления температурных полей подшипников было обнаружено, что распределение температуры вкладышей по окружности является в основном равномерным, за исключением зоны нижней образующей, и одинаковым для всех подшипников. Такие же закономерности при несколько больших значениях температур были получены при работе на масле М10Г.

Показания термомпар, расположенных на нижних образующих, дали основание для заключения о том, что по ширине вкладыша температура практически оставалась равномерной.

Полученные усредненные зависимости температурного состояния вкладышей коренных подшипников по окружности, исключая зону нижней образующей, от числа оборотов при работе двигателя с полной нагрузкой с различными температурами масла в системе смазки приведены на рис. 2,а и для зоны нижней образующей — на рис. 2, б. Выяснилось, что при работе двигателя на малых числа оборотов температура вкладышей по всей окружности подшипника оказывается одинаковой. С возрастанием скоростного режима двигателя от 2000 до 6000 об/мин температура в средней зоне нижних вкладышей поднимается примерно на 10—15° выше по сравнению с температурой вкладышей остальной зоны подшипника. Последнее связано с действием увеличенной нагрузки на среднюю зону нижних вкладышей, а также с относительно меньшей теплопроводностью крышек подшипников, изготавливаемых из чугуна, по сравнению с алюминиевым блоком.

Из рис. 2,а и 2,б следует, что с увеличением числа оборотов двигателя температура вкладышей также возрастает, что является закономерным в связи с увеличением по мере роста числа оборотов мощности трения в подшипнике. По этой же причине температурная кривая смещается вверх на 6—7°С при замене менее вязкого масла АС-8 более вязким М10Г (штриховая линия на рис. 2,а и 2,б).

С увеличением температуры масла в системе смазки каждая из кривых смещается вверх вследствие уменьшения интенсивности охлаждения подшипников. Вместе с тем по мере увеличения температуры масла в системе смазки крутизна протекания температурных кривых вкладышей подшипников в зависимости от оборотов стремится к уменьшению. Последнее связано с относительным

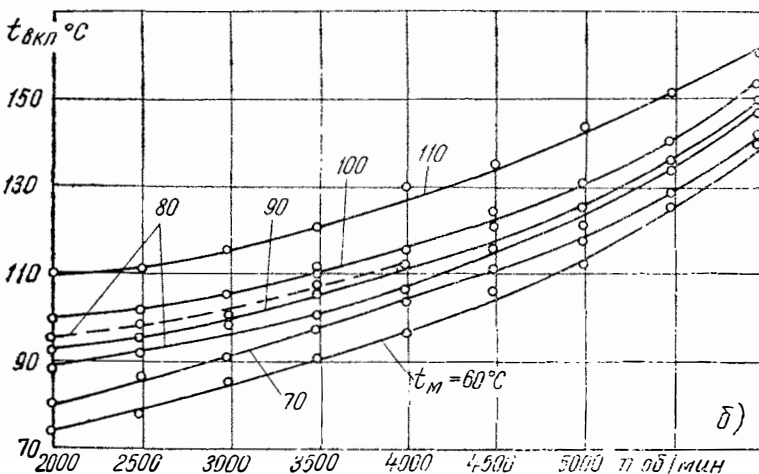
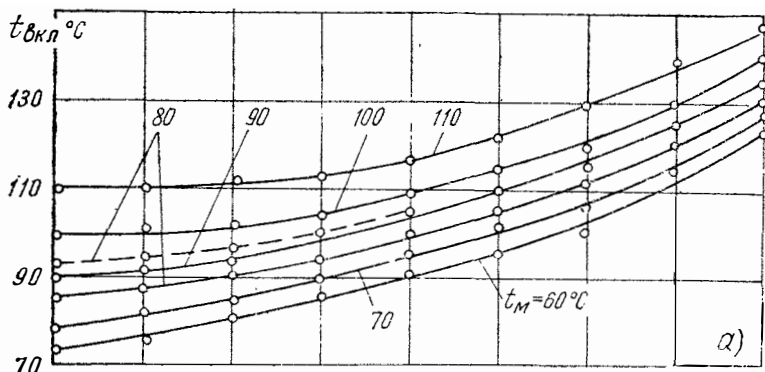


Рис. 2. Изменение температур вкладышей коренных подшипников по внешней скоростной характеристике при различных температурах масла (температура воды 80°C , давление масла $4,0 \text{ кг/см}^2$):
a — по окружности подшипника, кроме зоны нижней образующей. *б* — для зоны нижней образующей

уменьшением влияния мощности трения на выделение тепла в подшипнике из-за уменьшения вязкости масла.

Для определения влияния на температуру вкладышей давления масла в системе смазки были замерены температурные поля вкладышей коренных подшипников при давлениях масла 2,5; 3,5; 4,0 и $4,5 \text{ кг/см}^2$. Испытания проводились при работе двигателя по внешней скоростной характеристике.

Полученные зависимости приведены на рис. 3, *a* и 3, *б*. По мере уменьшения давления в системе смазки каждая температурная кривая в функции от оборотов смещается в сторону увеличения температур. Чем меньше давление в системе смазки, тем интенсивность возрастания температуры вкладышей с увеличением числа оборотов

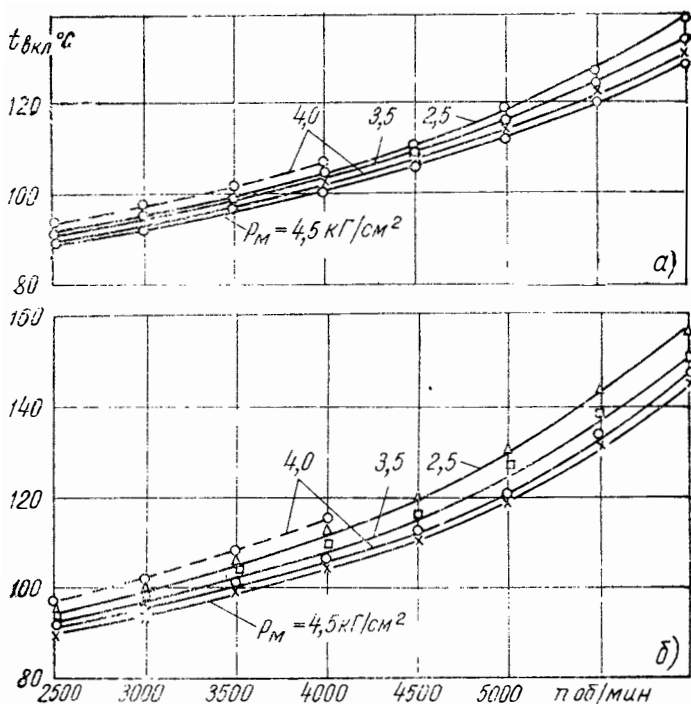


Рис. 3. Изменение температур вкладышей коренных подшипников по внешней скоростной характеристике при различных давлениях масла (температура масла 80°C , воды 80°C):
 а — по окружности подшипника, кроме нижней образующей; б — для зоны нижней образующей

увеличивается из-за уменьшения расхода масла через подшипники и, следовательно, интенсивности отвода тепла от них и возрастания потерь на трение в подшипниках. Конкретно снижение давления масла в системе смазки с $4,5$ до $2,5 \text{ кг/см}^2$ приводит к тому, что температура вкладышей по окружности подшипников при работе двигателя по внешней скоростной характеристике возрастает при 2500 об/мин на $4\text{--}5^\circ\text{C}$, а при 6000 об/мин — на $12\text{--}13^\circ\text{C}$ и в средней зоне нижнего вкладыша — соответственно на $5\text{--}6^\circ\text{C}$ и $14\text{--}15^\circ\text{C}$. Штриховые линии показывают зависимости для случая работы двигателя на масле М10Г.

Результаты замеров температуры вкладышей шатунных подшипников при работе двигателя на масле М10Г по внешней скоростной характеристике приведены на рис. 4. Для сравнения здесь же приведены кривые изменения температур вкладышей коренных подшипников. Очевидно, что вкладыши шатунных подшипников испытывают при работе двигателя с полной нагрузкой на всех оборотах большие тепловые нагрузки, чем вкладыши коренных подшипников.

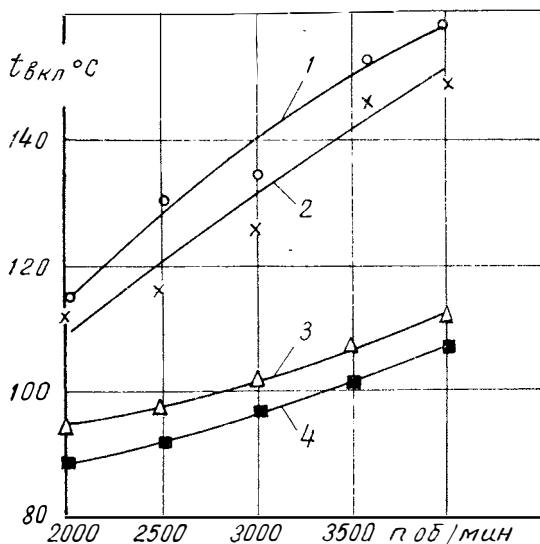


Рис. 4. Изменение температур вкладышей шатунного и коренного подшипников по внешней скоростной характеристике (температура масла 80°C, вода 80°C, давление масла 4,0 кг/см², масло М10Г): 1 — для верхнего шатунного вкладыша; 2 — для нижнего шатунного вкладыша; 3 — для нижнего коренного вкладыша; 4 — для верхнего коренного вкладыша

Причиной этого является большая нагруженность шатунных подшипников (табл. 2) и то, что через шатунные подшипники протекает меньшее количество масла, чем через коренные вследствие расхода значительной части его потока через торцы последних, и, следовательно, интенсивность охлаждения вкладышей шатунных подшипников маслом значительно меньше. Следует иметь в виду также, что к шатунным подшипникам масло поступает уже после его дополнительного подогрева в коренных подшипниках.

Кроме отмеченного, кривые температур, относящиеся к вкладышам шатунных подшипников, протекают круче, т. е. интенсивность

Таблица 2

Число оборотов коленчатого вала в мин, об/мин	Удельная сила инерции возвратно- поступательно движущихся масс, кг/см ²	Удельная центробежная сила инерции вращающейся части шатуна, кг/см ²	Максимальные удельные давления на подшипник, кг/см ²	
			шатунный	коренной
3000	5,00	2,53	262,0	115,0
5800	18,75	9,46	186,0	87,7

роста температур этих вкладышей с увеличением числа оборотов двигателя больше интенсивности роста температур вкладышей коренных подшипников. Это согласуется с тем, что разница в расходе масла через коренные и шатунные подшипники с увеличением числа оборотов все более увеличивается [1] и, следовательно, относительные возможности теплоотвода от шатунных вкладышей все более уменьшаются.

На рис. 5 показано изменение температуры верхнего вкладыша шатунного подшипника в сравнении с изменением температуры вкладышей коренного подшипника в зависимости от нагрузки двигателя при 3600 об/мин.

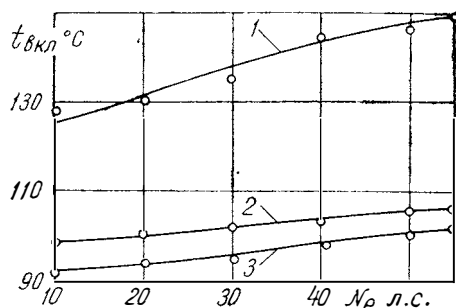


Рис. 5. Изменение температур шатунного и коренного подшипников в зависимости от нагрузки при $n=3600$ об/мин (температура воды 80°C , масла 80°C , давление масла 4 кг/см^2):

1 — верхний шатунный вкладыш; 2 — нижний коренной вкладыш; 3 — верхний коренной вкладыш

Из-за уменьшения расхода масла через подшипники и увеличения мощности трения, как указывалось выше, температурная кривая для вкладыша шатунного подшипника смещена в сторону более высоких температур.

В процессе работы были исследованы при равных прочих условиях влияния на температуру вкладышей шатунных подшипников температуры и давления масла в главной масляной магистрали, угла опережения зажигания (рис. 6). С возрастанием температуры масла от 50 до 90°C максимальная температура подшипника увеличивается от 138 до 154°C , что связано с уменьшением теплоотвода от подшипника более нагретым маслом (рис. 6,а). Как и у коренных подшипников, с увеличением давления в системе смазки и связанного с этим его расхода через подшипники температура вкладышей уменьшается. На полной нагрузке при 3600 об/мин температура верхнего вкладыша шатунного подшипника снизилась со 150°C при давлении масла 4 кг/см^2 , до 140°C при давлении масла 6 кг/см^2 (рис. 6,б).

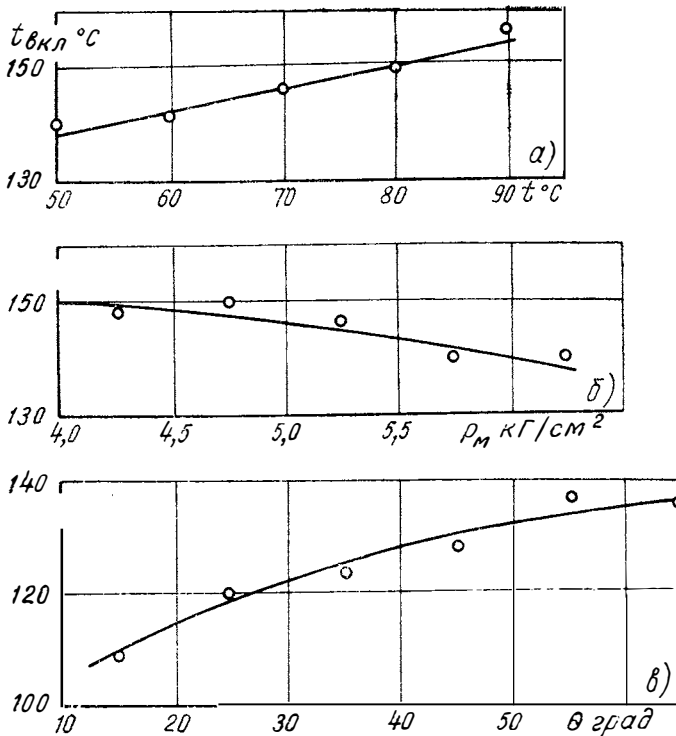


Рис. 6. Изменение температур верхнего вкладыша шатунного подшипника при $n = 3600$ об/мин при полной нагрузке в зависимости:

a — от температуры масла на входе в магистраль (температура воды 80°C , давление масла $4,0 \text{ кг/см}^2$); $б$ — от давления масла (температура масла и воды 80°C); $в$ — от угла опережения зажигания (температура воды и масла 80°C , давление масла $4,5 \text{ кг/см}^2$)

Обнаруженная зависимость протекания температуры вкладышей от угла опережения зажигания находится в прямой связи с изменением в зависимости от этого параметра мощности двигателя и сопутствующих ей нагрузки и мощности трения в подшипниках (рис. 6, в).

Выводы

В итоге исследования температур вкладышей на работающем двигателе выявлено следующее:

1. Температурное поле вкладышей коренных подшипников по окружности и по длине подшипника практически является равномерным. Несколько повышенное значение температуры наблюдается в средней части нижнего вкладыша, что можно объяснить дей-

ствием в этой части большей нагрузки и меньшей теплопроводностью крышек коренных подшипников из чугуна по сравнению с алюминиевым блоком.

У шатунного подшипника из-за большей нагруженности верхнего вкладыша по сравнению с нижним несколько повышенное значение температур наблюдается в средней части верхнего вкладыша.

2. Температурные поля исследованных коренных подшипников как по абсолютному значению температур, так и по характеру распределения практически являются одинаковыми, что говорит о равноценности условий работы подшипников с точки зрения смазки и равномерном распределении масла по подшипникам.

3. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике на масле АС-8 при температуре воды 80°C и давлении масла 4 кг/см^2 в диапазоне температур масла $60\text{—}110^{\circ}\text{C}$ на входе в подшипники диапазон изменения температур вкладышей коренных подшипников составляет около 37°C (от 73 до 110°C) при 2000 об/мин и около 25°C при 6000 об/мин . При этом на скоростном режиме, соответствующем 6000 об/мин , абсолютные значения температур изменяются в средней части нижнего вкладыша в пределах $137\text{—}161^{\circ}\text{C}$ и для остальной части окружности подшипников в пределах $123\text{—}148^{\circ}\text{C}$.

4. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике на масле АС-8 при температуре воды в системе охлаждения и масла в системе смазки 80°C в диапазоне давлений масла на входе в подшипники $2,5\text{—}4,5 \text{ кг/см}^2$ диапазон изменения температур вкладышей коренных подшипников составляет около 5°C при 2500 об/мин и около 12°C при 6000 об/мин . Абсолютные значения температур достигают соответственно 95 и 155°C при 2500 и 6000 об/мин в средней зоне вкладыша, 91 и 140°C при 2500 и 6000 об/мин на остальной части окружности подшипника.

5. При замене масла АС-8 маслом М10Г температура вкладышей коренных подшипников повышается на $6\text{—}7^{\circ}\text{C}$.

6. Температура вкладышей шатунных подшипников на работающем двигателе оказывается заметно выше температуры вкладышей коренных подшипников.

Следует отметить, что на теплонапряженность вкладышей оказывают заметное влияние самые различные регулировки двигателя, в том числе и угол опережения зажигания. Вместе с тем при нормальном рабочем состоянии двигателя главными факторами, определяющими теплонапряженность вкладышей, являются нагрузка двигателя и его скоростной режим, а также температура и давление масла в системе смазки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев М. А., Смирнов В. Г., Рогозин Ю. М. Исследование распределения потока масла в автомобильном двигателе. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 117. М., 1969.

К ВОПРОСУ ОБ УТОЧНЕНИИ РАСЧЕТА ФОРМЫ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ В СВОБОДНОМ СОСТОЯНИИ

В целях уточнения характера изменения модуля упругости и остаточных деформаций, имеющих место при производстве поршневых колец [1, 2, 3], в НАМИ были предприняты эксперименты по определению путем тензометрирования напряжений, действующих в наружных слоях материала поршневых колец.

Опыты проводились на поршневых кольцах диаметром 130, 100 и 76 мм. Для измерения деформаций использовались проволочные тензодатчики сопротивления с базой 5 мм и усилители типа ТА-5 с шлейфовым осциллографом.

В зависимости от размеров колец на их рабочую цилиндрическую поверхность наклеивались от 6 до 9 тензодатчиков. Определение напряжений осуществлялось следующим образом: кольцо, обклеенное тензодатчиками по всей рабочей цилиндрической поверхности, сжималось до монтажного зазора с помощью гибкой ленты. При этом замерялось тангенциальное усилие P_t и записывались показания каждого из датчиков, характеризующие деформации соответствующих участков рабочей поверхности кольца.

По замеренному тангенциальному усилию рассчитывались напряжение σ_c и условный модуль упругости E_c материала в сечении против стыка концов (при $\varphi=0$):

$$\sigma_c = \frac{2P_t r_m}{W};$$

$$E_c = \frac{14,4 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 P_t}{(S - S_0) \psi h},$$

где W — момент сопротивления сечения кольца;
 r_m — средний радиус кольца;
 D — наружный диаметр;
 t — радиальная толщина;
 S — разведение концов кольца в свободном состоянии;
 S_0 — монтажный зазор в стыке концов;
 ψ — коэффициент, учитывающий полноту формы поперечного сечения кольца.

Относительная деформация наружного слоя материала на рабочей поверхности кольца напротив стыка концов (замка) составляет

$$\epsilon_c = \frac{\sigma_c}{E_c}.$$

Отсюда может быть вычислена полная деформация наружного слоя материала на длине l , равной базе тензодатчика (5 мм):

$$\Delta l_c = \epsilon_c l.$$

Зная расчетную величину деформации Δl_c на участке напротив замка и ее значение Δl на этом же участке, полученное тензометрированием, можно найти масштаб отклонения луча осциллографа для всех тензодатчиков, а затем по формуле

$$E = \frac{Ml}{W\Delta l},$$

где M — изгибающий момент в данном сечении, определить модуль упругости для каждого участка кольца по его периметру.

Изменение модуля упругости E для поршневых колец различных размерностей представлено на рис. 1, кривые с I^* по VI, и могут быть с хорошим приближением выражены следующей общей зависимостью:

$$E = E_0 (1 - a\varphi^2), \quad (1)$$

где a — постоянный коэффициент.

Для расчета формы кольца с учетом неравномерности модуля упругости вводим полученные функции $E = f(\varphi)$ в формулы для определения приращений радиус-векторов контура кольца при переходе его из рабочего состояния в свободное. Это может быть сделано при любом аналитическом методе задания формы кольца в свободном состоянии. Для кольца с овальной эпюрой распределения давлений, например, приращение W радиус — векторов наружного контура описывается следующим дифференциальным уравнением [4]:

$$W = A \cos \varphi + \beta \sin \varphi + \frac{r^2}{I} \sin \varphi \int \frac{M}{E} \cos \varphi d\varphi - \frac{r_m^2}{I} \int \frac{M}{E} \sin \varphi d\varphi + \frac{e}{4} \cos 2\varphi, \quad (2)$$

* Кольцо, изготовленное из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

где I — момент инерции поперечного сечения кольца;
 e — овальность кольца, стянутого гибкой лентой.

Подстановка в уравнение (2) значения E из уравнения (1) дает возможность построить уточненную форму кольца в свободном состоянии.

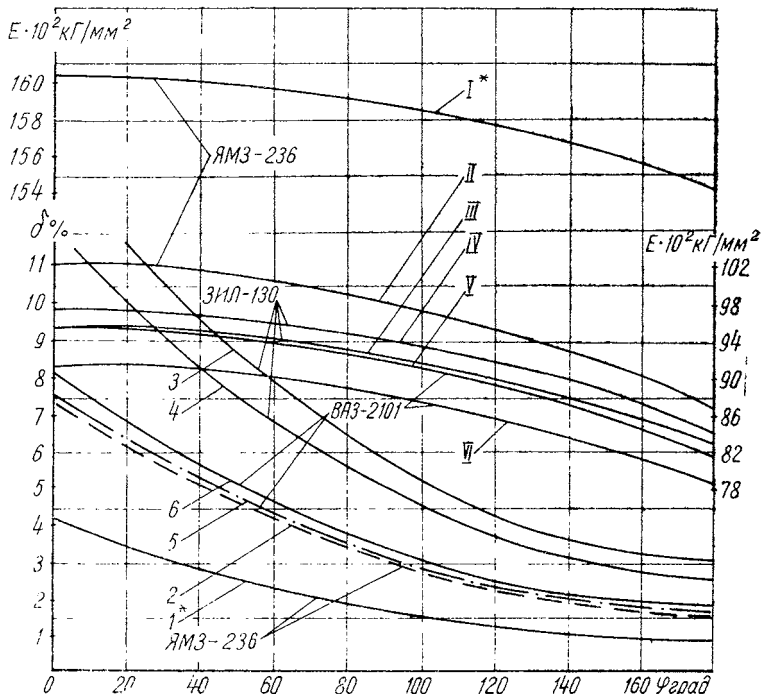


Рис. 1. Изменение модуля упругости и остаточной деформации по периметру компрессионных поршневых колец:

I; II; III; IV; V; VI — соответственно изменение модуля упругости по периметру кольца двигателей ЯМЗ-236, ЗИЛ-130, ВАЗ-2101; 1, 2, 3, 4, 5, 6 — соответственно изменение остаточной деформации по периметру кольца двигателей ЯМЗ-236, ЗИЛ-130, ВАЗ-2101

Для того чтобы готовые кольца имели правильную форму, при проектировании копиров для их обработки необходимо учесть и компенсировать возникающие в процессе обработки остаточные деформации δ .

Измерения остаточных деформаций, возникающих в разных сечениях поршневого кольца при многократном обжатии, производились по следующей методике.

Путем обжатия в гибкой ленте к кольцу прикладывали нагрузку, необходимую для того, чтобы стыки кольца сошлись до установленного монтажного зазора. В этом положении отмечали показания тензодатчиков Δl , характеризующие полную деформацию поверхностного слоя на данном участке.

После десятикратного сжатия кольца (с выдержкой по 30 сек. в каждом случае) и снятия нагрузки вновь отмечали показания тензодатчиков, которые характеризовали остаточную деформацию δ_m , выраженную в мм.

$$\text{Согласно ГОСТ 7295—63 } \delta \% = \frac{\delta_m}{\Delta l} 100\%.$$

На рис. 1 (кривые с I^* по VI) построены графики распределения остаточной деформации $\delta\%$ по периметру кольца.

Полученные кривые могут быть описаны уравнением

$$\delta = \delta_{\max} [0,1014 (\pi - \varphi)^2],$$

где δ_{\max} — максимальное значение остаточной деформации (в зоне, противоположной замку). Для учета остаточных деформаций при расчете формы кольца вычислим величину изгибающего момента $M_{\text{ост}}$, который необходимо приложить, чтобы устранить дополнительные перемещения точек наружного контура кольца, вызванные остаточными деформациями. С этой целью определим величину относительной остаточной деформации $\epsilon_{\text{ост}}$ на участке dl при изменении радиуса кривизны кольца с R_1 до R_2 . Из геометрических соотношений получаем

$$\epsilon_{\text{ост}} = \frac{\delta_m}{dl} = y \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right),$$

где y — расстояние от средней линии до наружного контура кольца.

Исходя из общего уравнения упругой линии криволинейного бруса

$$\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} = \frac{M}{EI} \quad \text{имеем} \quad \frac{\epsilon_{\text{ост}}}{y} = \frac{M_{\text{ост}}}{EI}.$$

Переходя от участка dl к участку l , равному длине базы датчика, находим момент $M_{\text{ост}}$:

$$M_{\text{ост}} = \frac{\delta_m EI}{yl}. \quad (3)$$

Подставив значение $M_{\text{ост}}$, выраженное по формуле (3), вместо M в дифференциальное уравнение (2), рассчитаем перемещения W_2 точек наружного контура кольца, возникающие при обработке заготовки вследствие остаточных деформаций от многократных обжатий.

Теперь можно определить уточненные величины радиус-векторов ρ , которые должен иметь наружный контур поршневого кольца до вырезки замка для того, чтобы готовое кольцо в свободном состоянии приобрело форму, заданную уравнением (2):

$$\rho = W_1 + W_2 + \frac{D}{2}.$$

Зная значения ρ , легко рассчитать форму копира для обточки поршневого кольца.

Для примера в таблице приведены рассчитанные на ЭЦВМ «Минск-32» величины ρ для компрессионных колец двигателя ЗИЛ-130 с учетом непостоянства модуля упругости E и остаточной деформации при разных законах изменения этих величин.

Таблица

$\delta = F(\varphi)$ $E = f(\varphi)$	$\delta = 0$		$\delta = [0,1099(\pi - \varphi)^2 + 3,105]$ $E = E_0(1 - 0,014\varphi^2)$
	$E = \text{const}$	$E = E_0(1 - 0,014\varphi^2)$	
φ^0	ρ_0	ρ_1	ρ_2
0	51,579	51,6173	51,8244
12	51,606	51,6423	51,8550
24	51,681	51,7158	51,9440
36	51,801	51,8337	52,0841
48	51,958	51,9883	52,2650
60	52,138	52,1684	52,4723
72	52,327	52,3591	52,6879
84	52,505	52,5413	52,8898
96	52,649	52,6929	53,0529
108	52,737	52,7899	53,1511
120	52,746	52,8086	53,1587
132	52,657	52,7282	53,0543
144	52,459	52,5342	52,8238
156	52,147	52,2210	52,4628
168	51,727	51,6940	51,9820
172	51,566	51,6290	51,7980
176	Замок	Замок	Замок
180	Замок	Замок	Замок

На рис. 2 показано, как изменились значения радиусов-векторов при учете изменения модуля упругости и остаточной деформации по периметру кольца.

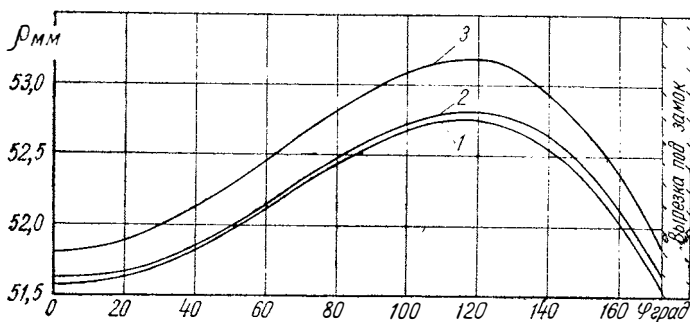


Рис. 2. Величины радиус-векторов контура кольца с учетом действительного характера E и δ :

1 — $E = \text{const}$, $\delta = 0$; 2 — $E = \text{var}$, $\delta = 0$; 3 — $E = \text{var}$, $\delta = \text{var}$

Можно заметить, что наиболее существенно сказывается влияние остаточной деформации.

Таким образом, проведенные исследования позволили осуществить дальнейшее уточнение методики расчета формы поршневых колец в свободном состоянии и проектирования копиров для обработки поршневых колец.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адамович А. В., Левинштейн Ю. Ю. Исследование стабильности механических свойств материала поршневых колец. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 83, М., 1966.

2. Афинеевский С. А., Коган Ю. А. Расчет формы поршневых колец в свободном состоянии с учетом неравномерности модуля упругости и остаточной деформации. Экспресс-информация. НИИНАвтопром, 1972, № 12.

3. Гинзбург Б. Я. Влияние непостоянства модуля упругости материала поршневых колец на эпюры их давлений. «Вестник машиностроения», 1970, № 10.

4. Коган Ю. А. Новый метод расчета формы поршневых колец для тракторных двигателей. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 125, М., 1970.

Исследование дымности и токсичности отработавших газов дизеля с пленочным смесеобразованием. Кратко А. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161, М., 1976, стр. 3—10.

Изложены результаты исследования дымности и токсичности отработавших газов дизеля с пленочным смесеобразованием размерностью $S/D=105/105$ мм, $\frac{v_k}{v_c}=0,75$ и $n_N=3000$ об/мин.

Исследование проводилось на одноцилиндровом отсеке, установленном на универсальном картере. Индикаторные диаграммы обрабатывались по методике профессора И. И. Вие на ЭЦВМ.

Основные токсичные компоненты: NO_x , CO , C_mH_n определялись фотоколориметрическим и газохроматографическим методами.

Показатели, полученные на двигателе, были связаны с результатами расчета индикаторных диаграмм.

В результате исследования дымности и токсичности отработавших газов установлены:

- 1) абсолютные значения дымности и токсичности отработавших газов, а также закономерности их изменения в зависимости от условий работы двигателя;
- 2) влияние вида применяемого топлива на дымность и токсичность отработавших газов;
- 3) влияние протекания процессов сгорания на дымность и токсичность отработавших газов;
- 4) корреляционные зависимости выхода NO_x от температурных, временных и концентрационных факторов.

Таблиц 3. Рисунков 5. Библиографий 2.

Разработка методики испытаний автомобилей с дизельными двигателями на дымность и токсичность отработавших газов. Кутенев В. Ф., Чарыков А. А., Ярилов В. Н. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161, М., 1976, стр. 11—15.

Предложена методика, позволяющая оценивать выброс токсичных веществ с отработавшими газами дизелей, что вызвано необходимостью строгого контроля за уровнем дымности и токсичности автомобильных дизельных двигателей, являющейся одним из показателей качества продукции отечественных заводов. В разрабатываемой методике описаны подготовка автомобилей к испытаниям, методы и условия их проведения, а также дано описание аппаратуры и оборудования, применяемого при проведении испытаний автомобилей на дымность и токсичность отработавших газов дизелей на автополигоне НАМИ.

Изложены некоторые результаты испытаний легковых и грузовых автомобилей с дизельными двигателями по предлагаемой методике определения выброса токсичных веществ с отработавшими газами дизелей.

Таблиц 3. Рисунков 1 Библиографий 4.

УДК 621.434.068.001.4

О снижении токсичности автомобильного карбюраторного двигателя МеМЗ-968А на режиме принудительного холостого хода. Каменев В. Ф., Иконников В. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 16—21

Приводятся результаты исследований, направленных на улучшение гигиенических и технико-экономических показателей автомобиля ЗАЗ с двигателем МеМЗ-968А с помощью системы «регулятор разрежения-экономайзер холостого хода» (РРЭХХ).

Испытания проводились на беговых барабанах по методике Правил № 15 ЕЭК ООН и по специально разработанной методике «разгон-торможение», а в стендовых условиях — по ГОСТ 14846—69.

Испытания показали, что система «регулятор разрежения-экономайзер холостого хода» позволяет значительно снизить выброс токсичных веществ автомобилем и в комплексе с другими мероприятиями по уменьшению токсичности двигателя позволит создать автомобиль с малотоксичным двигателем.

Таблиц 1. Рисунков 4.

УДК 621.434-55 : 662.75.012 2

Исследование влияния степени неравномерности регулятора числа оборотов на топливную экономичность стационарного двигателя. Луков Л. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 22—33.

Предложена методика расчета зависимостей параметров топливной экономичности стационарного двигателя от статизма регулятора числа оборотов. Приведены расчетные и экспериментальные данные, обосновывающие целесообразность снижения статизма с целью повышения топливной экономичности.

Таблиц 1. Рисунков 4. Библиографий 4.

УДК 621.431.73.019.8.001.4

Исследование антидетонационных свойств двигателей в особо тяжелых условиях. Лебединский А. П., Носовицкий М. Ю., Ошеров В. Р. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 34—39.

Разработана методика проведения детонационных испытаний двигателей автомобилей высокой проходимости на шасси автомобиля. При испытании по этому методу воспроизводились реальные нагрузочные и тепловые режимы, для чего двигатель загружался с помощью стенда с беговыми барабанами или динамометрической тележки-тягача.

Исследования восьмицилиндровых двигателей Заволжского моторного завода рабочим объемом 4,25 и 5,5 л на шасси автомобиля позволили установить, что детонационные требования в данном случае выше на 2—3 единицы октанового числа, чем при испытании на стенде.

Наряду с этим выявлена возможность улучшения тягово-экономических и динамических показателей автомобилей за счет рационального использования антидетонационных качеств бензина.

Рисунков 3. Библиографий 2.

УДК 621.434.013.001.5.

Исследование рабочего процесса бензинового двигателя при различном газодинамическом состоянии заряда в цилиндре. Лебединский А. П., Ошеров В. Р. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 40—46.

Приводятся результаты исследования рабочего процесса и термоанемометрирования в цилиндре двигателя при различном газодинамическом состоянии заряда, которое достигалось путем применения заширленного впускного клапана с переменным углом охвата ширмы и ее ориентации в цилиндре.

Результаты исследования показывают, что увеличение скорости заряда приводит к существенному снижению детонационных требований двигателя. Увеличение скорости заряда до определенного предела улучшает мощностные и экономические показатели, чрезмерное увеличение скорости заряда приводит к некоторому снижению мощностных и экономических показателей. Анализ полученных зависимостей свидетельствует о том, что основное влияние на сгорание оказывает пульсационная скорость заряда в зоне свечи зажигания.

Таблиц 1. Рисунков 3. Библиографий 5.

УДК 621.43.038-523.8.001.5

Исследование влияния системы впрыска топлива с электронным управлением на показатели двигателя легкового автомобиля. Усанов Ю. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 47—53.

Приведены результаты сравнительных испытаний двигателя автомобиля Фольксваген-1600 с карбюратором и системой впрыска бензина с электронным управлением.

Дана оценка неравномерности распределения состава смеси по цилиндрам и выброса токсичных веществ при работе по методике ЕЭК ООН. В результате проведенной работы отмечены следующие положительные качества двигателя, оборудованного системой впрыска: улучшение экономичности, динамики, пусковых и детонационных качеств, а также снижение токсичности отработавших газов.

Основным недостатком является высокая стоимость аппаратуры впрыска, ее технического обслуживания и ремонта.

Таблиц 1. Рисунков 3.

УДК 621.43-233.2.001.4

Исследование температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя. Денисов В. С. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 54—63.

Приведены результаты исследования температур вкладышей со свинцовистой бронзой, нанесенной на стальное основание методом порошковой металлургии.

В результате исследований выявлено влияние давления масла в системе, температуры масла и сорта масла на изменение величин и характера распределения температур подшипников. Для вкладышей шатунного подшипника получены зависимости температурного состояния их от числа оборотов вала, нагрузки двигателя, давления и температуры масла в системе смазки и угла опережения зажигания.

Таблиц 2. Рисунков 6. Библиографий 1.

К вопросу об уточнении расчета формы поршневых колец в свободном состоянии. Афинеевский С. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 161. М., 1976, стр. 64--69.

Для уточнения характера изменения модуля упругости E и остаточных деформаций δ , возникающих в процессе изготовления колец, были проведены эксперименты по определению путем тензометрирования напряжений, действующих в наружных слоях материала поршневых колец.

Истинные зависимости $E=f(\varphi)$ и $\delta=f(\varphi)$, полученные в итоге, вводились в уравнения формы кольца в свободном состоянии в целях получения уточненной методики расчета копиров для обработки поршневых колец.

Таблиц 1 Рисунков 2. Библиографий 4.

СОДЕРЖАНИЕ

А. П. Кратко. Исследование дымности и токсичности отработавших газов дизеля с пленочным смесеобразованием	3
В. Ф. Кутенев, А. А. Чарыков, В. Н. Ярилов. Разработка методики испытаний автомобилей с дизельными двигателями на дымность и токсичность отработавших газов	11
В. Ф. Каменев, В. В. Иконников. О снижении токсичности автомобильного карбюраторного двигателя МеМЗ-968А на режиме принудительного холостого хода	16
Л. П. Луков. Исследование влияния степени неравномерности регулятора числа оборотов на топливную экономичность стационарного двигателя	22
А. П. Лебединский, М. Ю. Носовицкий, Р. В. Ошеров. Исследование антидетонационных свойств двигателей в особо тяжелых условиях	34
А. П. Лебединский, В. Р. Ошеров. Исследование рабочего процесса бензинового двигателя при различном газодинамическом состоянии заряда в цилиндре	40
Ю. А. Усанов. Исследование влияния системы впрыска топлива с электронным управлением на показатели двигателя легкового автомобиля	47
В. С. Денисов. Исследование температур вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного двигателя	54
С. А. Афинеевский. К вопросу об уточнении расчета формы поршневых колец в свободном состоянии	64
Рефераты статей	71

Труды НАМИ, вып. 161

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ, ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Л. И. Вахошин, А. В. Дмитриевский, Б. М. Енукидзе,
Е. А. Зельцер, Г. В. Исавнин, Ю. А. Коган, С. К. Сарафанов,
Т. Р. Филипосянц

Редактор Т. И. Дегажская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Р. М. Журавлева, З. А. Шаухина

Л 134788. Подп. к печ. 29/IX—76 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 5

Уч.-изд. л. 4,13. Зак. 71-76 г. Тир. 930. Цена 29 коп.

Типография НАМИ. 125438, Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
9	3-я сверху	в м/сек	в мсек
59	4-я сверху	кроме нижней образующей:	кроме зоны нижней образующей;

Цена 29 коп.