

629.113

A 22

# **АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Издательство «Высшая школа»

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

---

# Автомобиле- и тракторостроение

---

Исследование  
автотракторных  
двигателей

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА». МИНСК 1971

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

*Г. М. Кокин* (главный редактор), *Л. Я. Волчок*, *И. С. Цитович*, *А. Ф. Тихонов*,  
*А. Х. Лефаров*, *В. К. Азаренко*, *Б. Е. Митин*, *В. А. Вавуло*, *С. М. Белов*,  
*З. Л. Сироткин*, *Н. В. Розанов*, *А. С. Савич* (ответственный секретарь).  
*Ответственный за выпуск проф. Л. Я. Волчок.*

Г. М. Кокин

## СИЛОВОЙ АГРЕГАТ ТЯЖЕЛОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Одной из основных проблем современности является повышение производительности труда и одновременное снижение материальных затрат при производстве продукции или транспортных работ.

Часовая транспортная производительность грузового автомобиля определяется зависимостью

$$W_p = q_n v_s Y_d \beta,$$

где  $q_n$  — номинальная грузоподъемность автомобиля, т;  $v_s$  — средняя эксплуатационная скорость, км/ч;  $Y_d$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $\beta$  — коэффициент использования пробега для полезной перевозки груза.

Материальные затраты на производство транспортной работы тяжелым грузовиком примерно следующие: заработная плата шофера с начислениями — 37%; топливо — 6; шины — 11; техническое обслуживание и ремонт — 18; амортизационные отчисления — 20; накладные расходы — 8; полная себестоимость перевозок — 100%.

Коэффициенты использования грузоподъемности и пробега, определяющие транспортную производительность, в основном зависят от организационно-технических мероприятий транспортных организаций и мало зависят от конструктивных особенностей автомобиля.

Номинальная грузоподъемность грузового автомобиля устанавливается исходя из веса и рационального обеспечения погрузо-разгрузочных работ ожидаемых партий грузов и ограничивается осевым весом автомобиля на полотне дороги.

По осевому весу задних ведущих колес возможности дальнейшего повышения грузоподъемности отечественных грузовиков исчерпаны. Некоторое повышение грузоподъемности может быть достигнуто за счет догрузки передних колес. Более значительное увеличение грузоподъемности связано с увеличением размера шин передних колес, что, однако, вызывает затруднения при эксплуатации.

Средняя эксплуатационная скорость зависит от технической скорости и времени простоев при погрузо-разгрузочных работах, а также от времени на маневрирование и простоев по техническим причинам. Время простоев по техническим причинам зависит от надежности автомобиля и особенно его силового агрегата.

Таким образом, одним из определяющих факторов транспортной производительности автомобиля наряду с грузоподъемностью является средняя техническая скорость.

Если возможности повышения номинальной грузоподъемности отечественных тяжелых грузовиков в значительной степени использованы, то для увеличения средней технической скорости еще имеются достаточные резервы.

Увеличение средней технической скорости движения грузовика может вызвать некоторое повышение расхода топлива, однако из структуры затрат на производство транспортной работы следует, что выгоднее снижать время нахождения автомобиля в пути, снижая удельную заработную плату водителя, которая составляет 37% против 6% расходов на топливо.

Средняя техническая скорость определяется максимальной скоростью автомобиля и его динамичностью при разгонах и преодолении повышенных сопротивлений движению, что обуславливается конструктивными факторами, показателями силового агрегата.

В данной работе под термином «силовой агрегат» подразумевается сочетание двигателя и элементов трансмиссии, трансформирующей развиваемый двигателем момент с целью создания наиболее благоприятных условий работы двигателя для получения необходимой динамичности автомобиля при разгонах и преодолении переменных повышенных сопротивлений движению.

Сочетание максимального числа оборотов двигателя с числом оборотов колес при максимальной скорости автомобиля обеспечивается передаточным отношением шестерен главной передачи ведущего моста.

Необходимая трансформация момента двигателя для преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля и получения благоприятной разгонной характеристики осуществляется коробкой перемены передач, которая в большинстве случаев монтируется на двигателе и составляет вместе с ним силовой агрегат.

Часто стандартный силовой агрегат массового выпуска используется для специальных автомобилей, при этом вводят дополнительные передачи в дополнительной коробке передач или дополнительную передачу в главной передаче ведущего моста, иногда вводят дополнительную передачу в основной коробке.

Для упрощения дальнейших исследований считаем, что все дополнительные передачи входят в состав основной коробки, составляющей силовой агрегат.

*Двигатель.* Для тяжелых грузовых автомобилей в основном

применяются поршневые двигатели внутреннего сгорания. Тип такого двигателя общепринято определять видом применяемого топлива, характеристикой рабочего процесса, числом и расположением цилиндров и системой охлаждения.

Исходя из топливного баланса СССР, расхода и стоимости топлива для тяжелых грузовых автомобилей рекомендуется применение дизельных двигателей.

Дизельные двигатели, обладая примерно одинаковой долговечностью с карбюраторными, при работе автомобиля на линии более надежны. Повышенная стоимость дизельных двигателей окупается меньшими расходами и стоимостью топлива.

Рабочий процесс дизеля характеризуется тактностью протекания циклов, процессом смесеобразования и наличием наддува.

Вопрос о преимуществах двухтактного или четырехтактного процесса остается еще дискуссионным и должен решаться с учетом всех обстоятельств не только теоретического, но и производственного характера. С учетом представившихся возможностей по двухрядному V-образному расположению цилиндров, а также применения алюминиевых сплавов для поршней и головок цилиндров необходимые удельные показатели двигателя по весу и габаритным размерам можно получить и при четырехтактном процессе. С другой стороны, получения необходимых показателей по расходу топлива, исключения особых требований к качеству топлива, обеспечения повышенных требований по надежности и долговечности при четырехтактном процессе можно достигнуть более простыми и легкими методами.

Для двухтактных дизелей в связи с их более высокой теплонапряженностью необходимо на более высоком уровне решать металлургические вопросы изготовления гильз, поршней, поршневых колец и многих других деталей. Важно повышать качество обработки рабочих поверхностей.

В автомобильных дизелях распространено непосредственное смесеобразование в более простых нераздельных камерах сгорания, размещаемых в головке цилиндра или в поршне. При этом различными способами удается обеспечить надлежащее перемешивание паров топлива с воздухом и достаточно мягкую работу двигателя. Головки с раздельными камерами, вихрекамерные и предкамерные, как более сложные и имеющие повышенное гидравлическое сопротивление, в дальнейшем на автомобильных дизелях, очевидно, применяться не будут.

Наддув четырехтактных дизелей с целью повышения мощности в связи с увеличением теплонапряженности и механических нагрузок на детали, а также в связи с некоторым повышением расхода топлива можно осуществлять в случаях применения двигателей массового выпуска для специальных автомобилей или при применении автомобильного двигателя для работы на тракторных режимах.

Надлежащий рабочий процесс двухтактного дизеля проще обеспечить при принудительной продувке цилиндров воздухом.

Исходя из условий обеспечения хорошего смесеобразования и надлежащего теплоотвода, не следует с одного цилиндра дизеля тяжелого автомобиля снимать более 40 л. с. (без наддува).

Для уравнивания сил инерции не следует делать двухтактные дизели с числом цилиндров менее четырех, а четырехтактные с числом цилиндров менее шести.

Для тяжелых грузовиков габаритные ширина и высота двигателя, за исключением нижней части, входящей в раму автомобиля, не имеют особого значения, но важную роль, как и для каждого автомобиля, играет длина двигателя. Сокращение длины двигателя достигается V-образным расположением цилиндров.

По условиям чередования вспышек в цилиндрах двигателя (равномерность хода) и уравнивания сил инерции четырехтактные шестицилиндровые двигатели должны иметь развал цилиндров под углом 120 или 60°, а восьмицилиндровые двигатели — под углом 90°.

Если предполагается производство семейства унифицированных шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых двигателей, то выгоднее принять один угол развала для всех двигателей — равный 90°. Однако при этом V-образный шестицилиндровый двигатель будет работать в условиях, близких к трехцилиндровому рядному двигателю.

В последнее время для дизелей тяжелых грузовиков получило распространение воздушное охлаждение. Удельные веса и производственные затраты воздушного и жидкостного охлаждения примерно одинаковы.

При воздушном охлаждении в зимних условиях отпадает необходимость в антифризе (ядовитая жидкость) для заправки системы охлаждения, двигатель быстрее прогревается, а на юге отпадает необходимость в воде. С другой стороны, двигатель с воздушным охлаждением имеет повышенный расход мощности на вентилятор, повышенную шумность в работе и ограниченные пределы форсировки по энергетическим ресурсам.

Применение двигателя на автомобиле обусловлено, кроме перечисленных данных, еще рядом показателей, к числу которых относятся:

- 1) ограничение регулятором максимальных оборотов двигателя по кривой его мощности на диаграмме внешней (скоростной) характеристики;

- 2) вид кривой мощности двигателя на диаграммах внешней характеристики и частичных нагрузок;

- 3) минимальный удельный расход топлива и изменения этого расхода в зависимости от числа оборотов и нагрузки двигателя;

- 4) потери мощности и характер изменения момента двигателя,

связанные с условиями его монтажа на автомобиле и подключением вспомогательных агрегатов;

б) оптимальная максимальная мощность двигателя и экономические показатели по расходу топлива.

На рис. 1 точка *I* соответствует мощности двигателя, необходимой для обеспечения максимальной скорости автомобиля при заданном сопротивлении движению. Для этого могут быть приме-

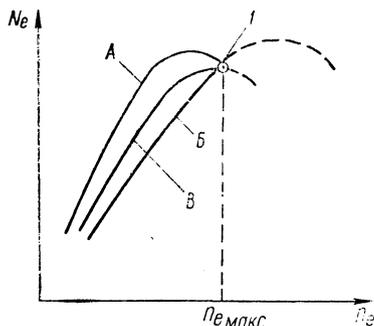


Рис. 1. Вид внешних (скоростных) характеристик двигателя:

$N_e$  — мощность двигателя;  $n_e$  — число оборотов; *I* — точка ограничения числа оборотов двигателя регулятором.

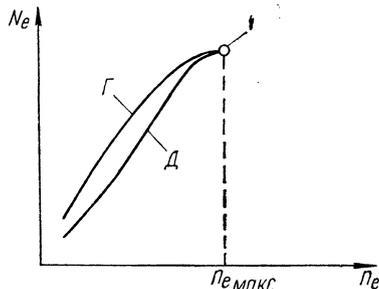


Рис. 2. Вид внешних (скоростных) характеристик двигателей. Обозначения такие же, как на рис. 1.

нены двигатели с внешними характеристиками трех видов (*A*, *B*, *B*). Двигатель с характеристикой типа *A*, максимальная мощность которого выше мощности, необходимой для обеспечения максимальной скорости автомобиля. В этом случае при максимальной скорости двигатель работает с недостаточным наполнением цилиндров горючей смесью, с повышенным расходом топлива.

При увеличении сопротивления движению скорость автомобиля будет снижаться в меньшей степени, чем с двигателем, имеющим характеристику типа *B*.

Двигатель с характеристикой типа *B* также имеет максимальную мощность, которая выше мощности, необходимой для максимальной скорости автомобиля. При этом при максимальной скорости работа его будет более экономичной, чем при характеристиках *A* и *B*. На средних же скоростях движения экономичность будет хуже. Скорость автомобиля будет снижаться в большей степени, чем при характеристиках *A* и *B*. По удельным показателям габаритной и весовой мощности двигатель в достаточной степени не используется.

Двигатели с характеристикой типа *A* используются на легковых автомобилях, а типа *B* — на машинах с режимом работы, близ-

ким к тракторному (длительная работа на максимальной мощности), когда для повышения долговечности снижают энергонапряженность двигателя. Для тяжелых грузовых автомобилей находят преимущественное применение двигатели с характеристикой типа *B*, так как они обеспечивают более экономичную работу и лучшее использование габаритов и веса двигателя.

С другой стороны, вид характеристики типа *B* должен приближаться к кривой вида *Г* (рис. 2). Автомобиль с двигателем, име-

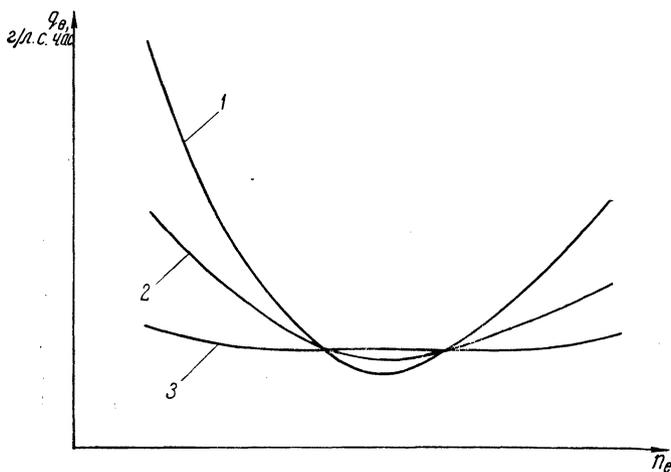


Рис. 3. Характеристики удельного расхода топлива ( $q_e$ ) двигателем.

ющим характеристику вида *D*, обладает худшей динамичностью и при всех других равных условиях при разгоне и на участках пути с повышенным сопротивлением будет развивать скорость, меньшую, чем автомобиль с двигателем, имеющим характеристику, приближающуюся к кривой *Г*.

Обычно в качестве одного из основных показателей двигателя приводят минимальный расход топлива на одном диапазоне оборотов внешней характеристики. На рис. 3 показаны три вида характеристики удельного расхода топлива. Наименьший расход по принятому показателю дает кривая 1 и наибольший — линия 3, близкая к прямой.

Для экономии по расходу топлива в узком диапазоне оборотов двигателя автомобиль должен двигаться с одной скоростью. Однако по дорожным условиям автомобилю приходится менять скорость движения в достаточном широких пределах.

Для получения экономичной работы двигателя на автомобиле следует стремиться к кривой типа 3, хотя принятый показатель мо-

жет ухудшиться. Кроме того, кривая  $\beta$  не будет ограничивать по экономическим показателям применение более мощных двигателей.

Максимальную мощность двигателя и соответствующие ей обороты и внешнюю характеристику обычно дают по нормам SAE без учета расхода мощности на вспомогательные агрегаты, подключаемые для обслуживания как двигателя, так и всего автомобиля. Характеристика потребляемой мощности различных агрегатов, зависящая от развиваемых оборотов, отличается от характеристики двигателя. Поэтому при тягово-динамических исследованиях необходимо учитывать характер снижения мощности двигателя с помощью вспомогательных агрегатов.

При монтаже на автомобиле двигатель иногда помещают в отсеках, плохо продуваемых воздухом наружной атмосферы. Иногда двигатели, размещенные в закрытых отсеках со сложными каналами забора воздуха и отвода выхлопных газов, в жаркое летнее время теряют до 40% мощности из-за снижения степени охлаждения, плохого наполнения цилиндров горючей смесью и повышенного давления выхлопных газов.

Мощность двигателя, необходимая для обеспечения максимальной скорости автомобиля, определяется выражением

$$N_e = \frac{G_a \psi v_{\max} + \frac{kFv_{\max}}{3,6^2}}{\eta_m 270},$$

где  $G_a$  — общий вес автомобиля, кг;  $v_{\max}$  — максимальная скорость автомобиля, км/ч;  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля;  $k$  — коэффициент обтекаемости;  $F$  — лобовая площадь автомобиля, м<sup>2</sup>;  $\eta_m$  — механический к. п. д. трансмиссии.

Исходя из того что мощность, необходимая для создания максимальной скорости автомобиля, одновременно является и максимальной мощностью двигателя, а число оборотов, соответствующее максимальной мощности двигателя, ограничивается регулятором оборотов, изучалось влияние мощности двигателя на динамику движения автомобиля.

Считается, что повышенные сопротивления движению автомобиля преодолеваются или за счет собственной приспособляемости двигателя, или за счет включения передач коробки при снижении скорости движения.

Принималось также, что на максимальной скорости при движении по дороге среднего качества (коэффициент сопротивления качению колес  $f = 0,02$ ) автомобиль должен преодолевать уклоны дороги, равные 1%.

При изменении максимальной мощности двигателя соответственно изменялась максимальная скорость автомобиля.

Исследования проводились на автомобиле МАЗ-500 производства Минского автозавода (с четырехтактными дизелями мощностью от 80 до 500 л. с.), имеющем следующие данные: полный вес — 14 225 кг; размер шин — 12—20 с радиусом качения  $r_k = 0,530$  м; лобовая площадь —  $1,95 \times 2,62 = 5,1$  м<sup>2</sup>; передаточные числа коробки передач — 6,17; 3,40; 1,79; 1,00; 0,78; передаточное число главной передачи принималось исходя из условий обеспечения максимальной скорости при максимальном числе оборотов двигателя, равном 2100 об/мин.

Результаты исследования представлены в табл. 1. Приведенные удельные мощности равны

$$N_y = \frac{N_{e_{\max}}}{G_a}.$$

Из табл. 1 следует, что при изменении мощности от 80 до 500 л. с., т. е. в 6,25 раза, максимальная скорость возрастает от 40 до 135 км/ч, т. е. в 3,37 раза. Таким образом, рост мощности примерно в 2 раза превышает рост скорости.

**Динамические показатели автомобиля МАЗ-500 при установке на нем четырехтактных дизелей различной мощности**

Таблица 1

Мощность двигателя, л.с.	Удельная мощность, л.с./т	Максимальная скорость, км/ч	Преодолеваемый подъем, %				Условное время разгона до 50 км/сек
			Высшая передача коробки передач		Низшая передача коробки передач		
			подъем, %	скорость, км/ч	подъем, %	скорость, км/ч	
80	5,64	40	1,4	26	26	4	—
110	7,75	52	1,7	29	28	5	50
140	9,86	65	2,0	34	30	6	28
170	11,9	73	2,3	38	33	7	22
200	14,1	82	2,5	42	35	8	19
240	16,9	90	2,8	48	37	9	16
285	20,1	100	3,1	54	40	9,6	14
300	21,1	103	3,2	56	41	10	12
350	24,6	112	3,6	63	44	11	10
400	28,2	121	4,0	70	47	12	8
450	31,7	129	4,5	74	49,5	13	7
500	35,2	135	5,0	77	52	14	6

Примечание. Условное время разгона автомобиля не включает время, необходимое для переключения передач.

Преодолеваемый подъем на высшей передаче увеличивается с 1,4 до 5%, в 3,5 раза, а соответствующие скорости с 26 до 77 км/ч — в 3 раза.

Преодолеваемый подъем на низшей передаче увеличивается с 26 до 52%, а соответствующие скорости с 4 до 14 км/ч.

Условное время разгона до скорости 50 км/ч уменьшается с 50 до 6 сек.

В табл. 2 приведены показатели отечественных автомобилей (автомобили Кременчугского автозавода в трехосном исполнении).

### Показатели грузовых автомобилей советского производства

Таблица 2

Год начала выпуска	Модель	Полный вес, кг	Максимальная мощность двигателя, л. с.	Удельная мощность, л. с./т	Максимальная скорость, км/ч
1965	ГАЗ-53А	7 150	115	16,20	75
1962	ЗИЛ-130	8 495	150	17,65	94
1965	МАЗ-500	14 225	180	12,68	75
1969	КрАЗ-219	23 530	180	7,66	55
1968	КрАЗ-251	25 120	240	9,6	75

Наибольшую удельную мощность 17,65 л. с./т и скорость 94 км/ч имеет автомобиль ЗИЛ-130. Наиболее низкие показатели имеют автомобили Кременчугского автозавода. При этом автомобиль КрАЗ-251 с удельной мощностью 9,6 л. с./т и скоростью 75 км/ч может передвигаться или по очень хорошей дороге, или в ненагруженном состоянии.

Автомобили Горьковского и Московского им. Лихачева автозаводов снабжаются карбюраторными двигателями. Автомобили с дизельными двигателями Минского и Кременчугского автозаводов в связи с более устойчивой работой дизелей при одинаковых средних скоростях движения могут иметь несколько меньшие удельные мощности.

Прежде чем сделать выводы из данных, приведенных в табл. 1, 2, остановимся на вопросе целесообразной максимальной скорости тяжелого грузового автомобиля.

Опытные данные показывают, что при скорости тяжелого грузовика более 90—100 км/ч современные конструкции органов управления автомобилем не обеспечивают достаточной безопасности движения. Для надежной работы органов рулевого управления необходимо вводить балансировку управляемых колес и независимую их подвеску.

При современной конструкции колес, имеющих составные из сегментов обода, крепящихся с помощью нажимных устройств на спицах, отлитых вместе со ступицей, балансировка шины вместе с ободом и даже ступицы вместе с шиной в условиях эксплуатации весьма затруднена. Еще не созданы пригодные для массового выпуска тормозы-«замедлители», обеспечивающие эффективное тор-

можение и исключение вывода тормозных колес в положение скольжения на дороге. Не решен также и ряд других вопросов безопасности движения.

Движение со скоростью более 90—100 км/ч возможно только на загородных дорогах первой и второй категории. Во всех остальных случаях скорость ограничивается или состоянием дорог, или потоком движущегося транспорта.

Поэтому максимальную скорость движения следует принимать не более 100 км/ч.

Максимальные скорости движения 90—100 км/ч обеспечиваются удельной мощностью двигателя 17—20 л. с./т (табл. 1). При этом средняя техническая скорость будет возрастать быстрее, чем максимальная. Так, автомобиль МАЗ-500 с удельной мощностью двигателя 11,9 л. с./т на высшей передаче преодолевает подъем в 2,3% со скоростью 38 км/ч, а такой же автомобиль с удельной мощностью двигателя 20 л. с./т будет преодолевать на высшей передаче подъем в 3,1% со скоростью 54 км/ч. При увеличении преодолеваемого подъема техническая скорость возрастает на 42%, максимальная же скорость возрастает с 73 до 100 км/ч, т. е. на 37%.

Однако, учитывая возможности использования высокой скорости в условиях движения по дороге, можно считать, что средняя техническая скорость возрастает пропорционально максимальной скорости.

Автомобили с двигателями недостаточной мощности и неудовлетворительными тягово-динамическими качествами, как известно, имеют повышенный расход топлива. По мере повышения мощности двигателя расход топлива снижается, а затем при достижении минимума начинает повышаться.

Расход топлива на 100 км пути в зависимости от мощности двигателя, установленного на автомобиле, определяется удельным расходом топлива двигателем (см. рис. 3), состоянием дороги, скоростью движения автомобиля и другими факторами.

На рис. 4 для автомобиля МАЗ-500 при движении по дорогам среднего качества дана примерная зависимость мощности установленного двигателя и минимального расхода топлива на 100 км пути и соответствующие ему скорости движения. Из графика следует, что при установке на автомобиле двигателей мощностью 110 и 285 л. с. расход топлива будет одинаковым, равным примерно 28 кг на 100 км пути. Соответствующая этому расходу скорость возрастает с 26 до 53 км/ч. В интервале между этими мощностями двигателей расход топлива снижается и достигает примерно 25 кг на 100 км пути при мощности двигателя 200 л. с. Соответствующая скорость движения 42 км/ч.

При изменении мощности двигателя от 180 до 285 л. с. расход топлива увеличивается на 10%, а скорость движения увеличивается с 40 до 53 км/ч (на 26%). Этот перерасход топлива всегда окупит-

ся уменьшением удельной заработной платы (на тонно-километры) водителя.

**Коробка передач.** Как указывалось, сочетание максимального числа оборотов двигателя с числом оборотов колес при максималь-

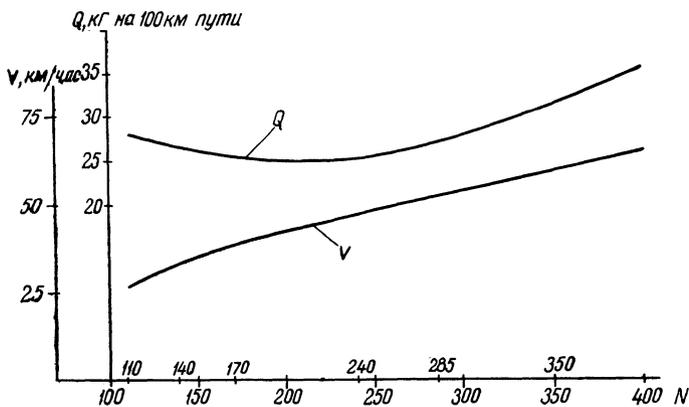


Рис. 4. Зависимость наименьшего расхода топлива и соответствующей ему скорости движения автомобиля МАЗ-500 от мощности двигателя:

$v$  — скорость движения, км/ч;  $Q$  — расход топлива, кг на 100 км пути;  $N$  — мощность двигателя, установленного на автомобиле.

ной скорости автомобиля обеспечивается передаточным отношением шестерен главной передачи ведущего моста. Исходя из этого передаточное число главной передачи определяется зависимостью

$$i_0 \approx 0,377 r_k \frac{n_{e_{\max}}}{v_{\max} i_{к.в}},$$

где  $r_k$  — радиус колеса, м;

$n_{e_{\max}}$  — максимальное число оборотов двигателя в минуту;

$v_{\max}$  — максимальная скорость автомобиля, км/ч;

$i_{к.в}$  — передаточное число коробки передач на высших передачах.

Для упрощения принимается, что дополнительная передача раздаточной коробки или главной передачи входит в состав основной коробки, тогда передаточное число  $i_{к.в} = i'_{к.в} i_{д.в}$  представляет произведение передаточных чисел основной и дополнительной передач коробки на высших передачах, а  $i_{к.н} = i'_{к.н} i_{д.н}$  — то же на низших передачах.

В связи с ограниченной удельной мощностью двигателя тяжелых грузовых автомобилей диапазон передаточных чисел коробки передач устанавливается исходя из условий преодоления повышенных сопротивлений движению автомобиля, так как для обеспече-

ния хорошей разгонной характеристики получающийся диапазон передаточных чисел полностью использовать нерационально. Трогание с места и разгон автомобиля в большинстве случаев производятся со второй передачи.

Для равномерного установившегося движения автомобиля тяговое усилие на ведущих колесах в зависимости от момента двигателя и сопротивления движению определяется зависимостью

$$P_k = \frac{M_e i_k i_0 \eta_m}{r_k} = P_\psi + P_w,$$

где  $M_e$  — момент, развиваемый двигателем,  $\kappa\Gamma\text{м}$ ;  $i_k$  — передаточное число коробки передач;  $i_0$  — передаточное число главной передачи;  $\eta_m$  — коэффициент полезного действия трансмиссии;  $r_k$  — радиус колеса,  $\text{м}$ ;  $P_\psi$  — суммарная сила, необходимая для преодоления сопротивлений дороги,  $\kappa\Gamma$ ;  $P_w$  — сила, необходимая для преодоления сопротивления воздуха,  $\kappa\Gamma$ .

Одним из основных показателей коробки передач является отношение передаточных чисел на низшей и высшей передачах, которое пропорционально отношению максимального тягового усилия на низшей передаче к максимальному тяговому усилию на высшей передаче и определяется из зависимости

$$K = \frac{P_{k, \text{н макс}}}{P_{k, \text{в макс}}} = \frac{\frac{M_{e \text{ макс}} i_{k, \text{н}} i_0 \eta_m}{r_k}}{\frac{M_{e \text{ макс}} i_{k, \text{в}} i_0 \eta_m}{r_k}} = \frac{P_{\psi \text{ н}} + P_{w \text{ н}}}{P_{\psi \text{ в}} + P_{w \text{ в}}}.$$

Учитывая, что  $P_\psi = G_a \psi$  ( $G_a$  — вес автомобиля,  $\kappa\Gamma$ ;  $\psi$  — коэффициент суммарного дорожного сопротивления), принимая  $P_{w \text{ н}} = 0$ , в связи с незначительной его величиной при малой скорости движения на низшей передаче, делая сокращения и подстановки, получаем

$$K = \frac{P_{k, \text{н макс}}}{P_{k, \text{в макс}}} = \frac{i_{k, \text{н}}}{i_{k, \text{в}}} = \frac{\psi_{\text{н}}}{\psi_{\text{в}} + \frac{P_{w \text{ в}}}{G_a}}.$$

Таким образом, отношение передаточных чисел коробки передач на низшей и высшей передачах зависит от суммарных сопротивлений дороги и удельного сопротивления воздуха при движении на высшей передаче  $W_y = \frac{P_{w \text{ в}}}{G_a}$ . При этом  $P_{w \text{ в}}$  должно вычисляться при скорости, соответствующей максимальному моменту двигателя.

При соответствующей замене получим

$$K = \frac{\psi_{\text{н}}}{\psi_{\text{в}} + W_y}.$$

С другой стороны,

$$K = K' a^{(n-1)},$$

где  $K'$  — коэффициент трансформаций гидравлического трансформатора в пределах допустимого коэффициента полезного действия его работы;

$n$  — число механических передач коробки;

$a$  — коэффициент геометрической прогрессии отношений передаточных чисел механических передач:

$$a = \frac{i_{к1}}{i_{к2}} = \frac{i_{к2}}{i_{к3}} = \frac{i_{к3}}{i_{к4}} \text{ и т. д.}$$

Если гидротрансформатор в коробке не устанавливается (механическая коробка),  $K' = 1$ .

От величины коэффициента  $K$  зависят сложность, вес и производственные затраты по изготовлению коробки передач, поэтому произведем анализ факторов, определяющих его значение.

Коэффициент суммарного дорожного сопротивления

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha,$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению автомобильного колеса;

$\alpha$  — угол подъема дороги.

Учитывая малые величины углов подъема дорог, можно принять  $\cos \alpha = 1$ , а  $(\sin \alpha) 100 = i\%$ , т. е. подъему дороги, выраженному в процентах, который для дорог первой категории не должен превышать 3% и пятой категории — 9%.

Способность автомобиля преодолевать суммарные дорожные сопротивления на низшей передаче коробки ограничивается силой сцепления ведущих колес с дорогой

$$\psi < \frac{G_{сц} \varphi}{G_a},$$

где  $G_{сц}$  — вес, приходящийся на ведущие колеса;  $\varphi$  — коэффициент сцепления колес с дорогой.

Для тяжелых грузовых автомобилей с колесной формулой  $4 \times 2$  на ведущие колеса приходится 70% от общего веса. Максимальные сопротивления возникают на грунтовых дорогах, где коэффициент сцепления шин с дорогой не превышает 0,5, а поэтому для таких автомобилей следует принимать  $\varphi_n = 0,35$ . Для тягачей со всеми ведущими колесами для работы на усовершенствованных дорогах  $\varphi_n = 0,7$  и для автомобилей высокой проходимости (для обеспечения устойчивой работы двигателя при буксовании колес)  $\varphi_n = 1$ .

Способность автомобиля преодолевать суммарные дорожные сопротивления на высшей передаче зависит от удельной мощности двигателя и скорости движения с учетом сопротивления воздуха.

Из табл. 1 следует, что автомобиль МАЗ-500 при удельной мощности 11,9 л. с./т может преодолеть сопротивление дороги при  $\psi_b = 0,043$ , при этом  $W_y = 0,0027$ . При удельной мощности 20,1 л. с./т он сможет преодолеть сопротивление дороги при  $\psi_b = 0,051$ , при этом  $W_y = 0,0054$ .

Чем больше сумма  $\psi_b + W_y$ , тем меньше значение коэффициента  $K$ , чем больше  $\psi_n$ , тем больше значение  $K$ , тем сложнее и дороже коробка передач. При уменьшении коэффициента  $K$  сокращается количество необходимых передач в коробке.

Коэффициент геометрической прогрессии передаточных чисел механической коробки может быть в пределах  $a = 1,7—1,9$ . Для лучшей приспособляемости работы двигателя к переменным сопротивлениям дороги при ограниченной удельной мощности желательно иметь коэффициент  $a = 1,3—1,4$ . Такие соотношения передаточных чисел достигаются введением дополнительных передач.

Для автомобиля МАЗ-500 удельной мощностью 12,6 л. с./т (мощность двигателя 180 л. с.) коэффициент  $K = 7,60$ . На этом автомобиле устанавливается пятискоростная коробка передач, имеющая коэффициент  $K = 7,91$  и  $a \approx 1,8$ .

Если на этом автомобиле удельную мощность повысить до 20,1 л. с./т (мощность двигателя 285 л. с.) с увеличением максимальной скорости с 75 до 100 км/ч, то тогда коэффициент  $K = 6,2$ . Для такого коэффициента  $K$  может быть принята четырехскоростная коробка передач с коэффициентом геометрической прогрессии  $a = 1,84$  или пятискоростная коробка с коэффициентом  $a = 1,58$ .

Последняя коробка передач улучшит приспособляемость двигателя к переменным дорожным сопротивлениям, повысит топливную экономичность автомобиля и при трогании с места на второй передаче обеспечит хорошую разгонную характеристику, однако она будет дороже коробки с четырьмя передачами.

Для автомобиля МАЗ-500 с двигателем мощностью 285 л. с. целесообразно принять гидромеханическую коробку передач. При этом механическая часть коробки может быть трехскоростная (двухступенчатая) с коэффициентом геометрической прогрессии  $a = 1,58$ , а коэффициент трансформации момента гидротрансформатором в пределах допустимого к. п. д. может быть ограничен  $K' = 2,5$ .

Для автосамосвалов и других автомобилей, работающих в условиях повышенных дорожных сопротивлений, необходимые тяговые качества обеспечиваются повышением тяги на высшей передаче за счет изменения передаточного числа главной передачи со снижением скорости движения, при этом показатели коробки передач

такие же, какие приняты для автомобиля общетранспортного назначения.

Для специальных тягачей и автомобилей высокой проходимости, имеющих раздаточную коробку для привода колес всех осей, при использовании силового агрегата общетранспортных грузовиков в раздаточной коробке предусматривается дополнительная передача.

## Выводы

1. Возможности повышения грузоподъемности отечественных тяжелых грузовых автомобилей общетранспортного назначения по весу, приходящемуся на задние ведущие колеса, ограниченному нормами нагрузки на полотно дороги, исчерпаны.

За счет догрузки передних неведущих осей грузоподъемность может быть повышена на 5—8%.

Дальнейшее повышение грузоподъемности потребует увеличения размеров шин передних колес, а для двухосных автомобилей дополнительно вызовет снижение проходимости из-за невозможности обеспечения нужного сцепного веса на ведущие колеса.

Другим фактором, определяющим транспортную производительность, является средняя эксплуатационная скорость, которая зависит от технической скорости движения.

2. Средняя техническая скорость может быть повышена на 25—35% в результате доведения максимальной скорости автомобиля до 90—100 км/ч с некоторым общим повышением динамических показателей. Для этого необходимо удельную мощность двигателей, устанавливаемых на тяжелые грузовые автомобили, повысить с 9,6—12,7 до 17—20 л. с./т.

3. Наиболее распространенным в Советском Союзе общетранспортным тяжелым грузовым автомобилем является автомобиль МАЗ-500, имеющий удельную мощность 12,7 л. с./т и максимальную скорость 75 км/ч. На автомобиль устанавливается шестицилиндровый дизель ЯМЗ-236 мощностью 180 л. с. Если этот двигатель заменить имеющимся на производстве восьмицилиндровым дизелем ЯМЗ-238 мощностью 240 л. с., удельная мощность автомобиля повысится до 17 л. с./т и скорость автомобиля может быть увеличена до 90 км/ч. В дальнейшем мощность двигателя может быть форсирована до 285—300 л. с., а скорость автомобиля доведена до 100 км/ч. При этом предполагаемое повышение расхода топлива на 6—8% может быть устранено возможностями более рационального подбора передаточных чисел коробки передач в соответствии с приведенными рекомендациями, а также некоторым изменением вида характеристики удельного расхода топлива двигателем.

Увеличенная стоимость двигателя не вызовет увеличения затрат по автоперевозкам, так как компенсируется повышенной долговечностью более мощного двигателя.

Ш. Я. Рубинштейн, В. Е. Фрадин

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ ХОДА ПОРШНЯ К ДИАМЕТРУ ЦИЛИНДРА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Развитие тракторных двигателей характеризуется непрерывным повышением их мощности, уменьшением удельного и абсолютного веса, снижением удельного расхода топлива и относительного расхода масла на угар. Одновременно с этим повышаются требования к надежности двигателей. Технический ресурс до первого капитального ремонта у большинства моделей отечественных тракторных двигателей за последние годы доведен до 5000 ч.

Удовлетворить требования, предъявляемые к современным тракторным двигателям, можно лишь обеспечивая правильный выбор основных размеров. При этом большое влияние на габаритные размеры и вес, удельный расход топлива и износостойкость оказывает выбор отношения хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$

$$X = \frac{S}{D}.$$

Исследованию влияния этого отношения на параметры двигателя посвящен ряд работ. Наибольший вклад в изучение отношения хода поршня к диаметру цилиндра внес Н. Р. Брилинг, создавший теорию короткоходного дизеля [1, 2].

В результате всесторонних исследований Брилинг приходит к выводу, что уменьшение  $X$  позволяет: 1) поднять число оборотов двигателя при сохранении оптимального значения средней скорости поршня; 2) увеличить сечение впускных органов и тем самым улучшить наполнение цилиндров, обеспечив высокое среднее индикаторное давление при повышенных числах оборотов двигателя; 3) уменьшить потери тепла в стенки цилиндра и тем самым улучшить экономичность двигателя; 4) при наличии двух впускных клапанов улучшить наполнение и смесеобразование за счет направленного вихря от одного заширмленного клапана; 5) создать малогабаритную жесткую конструкцию с малой высотой двигателя.

Однако увеличить сечения впускных органов и применить два впускных клапана можно лишь уменьшая  $X$  и сохраняя неизменным рабочий объем цилиндра ( $V_h = \text{const}$ ) либо увеличивая диаметр цилиндра ( $D$ ) без изменения хода поршня ( $S = \text{const}$ ).

Уменьшение  $X$  путем изменения хода поршня при постоянном диаметре цилиндра ( $D = \text{const}$ ) и постоянной средней скорости

поршня ( $c_m = \text{const}$ ) позволяет уменьшить габариты и вес двигателя, при этом его мощность сохраняется. Однако в этом случае возрастают обороты двигателя, что приводит к увеличению потерь на трение и к ускоренному износу большинства деталей.

Целью настоящей работы является анализ влияния  $X$  при  $D = \text{const}$  и  $c_m = \text{const}$  на габаритные размеры, вес, износостойкость, расход топлива тракторного дизеля.

Анализ произведен для четырехтактного четырехцилиндрового двигателя универсального пропашного трактора класса 1,4 т с постоянным диаметром цилиндра ( $D$ ) 110 мм при постоянном среднем эффективном давлении ( $p_e$ ) 6,5 кг/см<sup>2</sup> и средней скорости поршня ( $c_m$ ) 9 м/сек. Постоянные значения  $p_e$  и  $c_m$  обеспечивают одинаковую мощность для исследуемых вариантов  $X$ . Базовый двигатель при ходе поршня 125 мм имеет  $X = 1,13$ .

1. *Габариты и вес.* Уменьшение  $X$  при постоянном  $D$  может влиять только на высоту двигателя, при этом решающим является возможность выбора наибольшего отношения радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $l_{ш}$

$$\lambda = \frac{R}{l_{ш}}$$

Из анализа возможности увеличения  $\lambda$  следует, что: наибольшее значение  $\lambda = 0,28$  возможно при  $X = 1,1$ ; при  $X > 1,1$  уменьшение длины шатуна ограничивается минимальным зазором при прохождении шатуна мимо нижней кромки гильзы цилиндров; при  $X < 1,1$  уменьшение длины шатуна ограничивается прохождением противовесов под нижней кромкой поршня при положении его в нижней мертвой точке (НМТ).

Принято, что радиус противовесов  $R_{пр}$  ограничен габаритами щеки, т. е.

$$R_{пр} = R_{пр} + R_{ш},$$

где  $R_{ш}$  — радиус щеки в зоне шатунной шейки.

Следовательно, уменьшение  $X$  до 1,1 позволяет значительно сократить длину шатуна и высоту двигателя. При дальнейшем уменьшении  $X$  влияние его на высоту двигателя снижается.

Вес двигателя при уменьшении его высоты в результате изменения  $X$  снижается незначительно и не может иметь решающего значения.

На рис. 1 показана зависимость от  $X$  минимальной длины шатуна  $l_{ш}$ , изменения высоты  $\Delta h$  и веса  $\Delta G$  двигателя.

Для сравнения с базовым двигателем возьмем двигатель с ходом поршня 100 мм. Тогда для базового двигателя

$$X_1 = \frac{S_1}{D} = \frac{125}{110} = 1,13.$$

Для анализируемого двигателя

$$X_2 = \frac{S_2}{D} = \frac{100}{110} = 0,91.$$

Изменение  $X$  от 1,13 до 0,91 уменьшает высоту двигателя на 52,5 мм и его вес на 12 кг. При этом необходимо учесть, что в основном вес снижается за счет уменьшения высоты блока цилиндров.

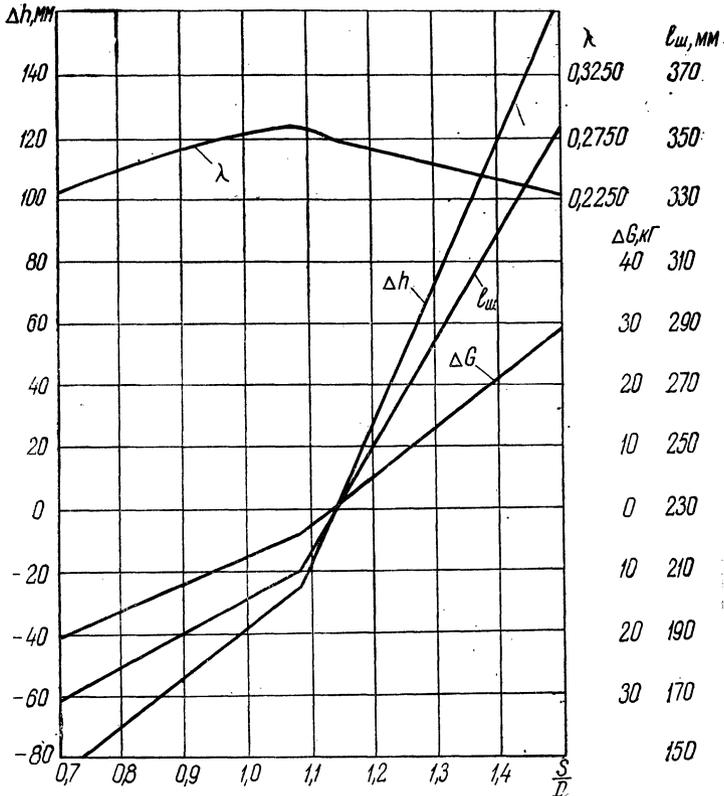


Рис. 1.

Уменьшение высоты не дает ощутимых преимуществ рядному тракторному двигателю, так как высота облицовки определяется радиатором, который всегда выше двигателя. Между тем на сниженном блоке сложнее разместить агрегаты.

2. *Усилия, действующие на подшипники коленчатого вала и поршень. Неуравновешенные силы инерции второго порядка.* Для со-

хранения постоянной средней скорости поршня с изменением  $X$  при постоянном  $D$  необходимо изменять число оборотов коленчатого вала. Изменение длины шатуна влияет на величину возвратно-поступательно движущихся масс.

В табл. 1 приведены значения числа оборотов коленчатого вала, при котором обеспечивается постоянство средней скорости поршня, вес шатуна, приходящийся на поршневую головку ( $G_{ш.п}$ ) и соответственно на кривошипную головку ( $G_{ш.к}$ ) в зависимости от  $X$ .

Таблица 1

$x$	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$n, \text{об/мин}$	3 548	3 105	2 760	2 750	2 484	2 258	2 200	2 070	1 910	1 774	1 656
$G_{ш.к}, \text{кг}$	2,261	2,281	2,301	2,303	2,321	2,347	2,367	2,412	2,478	2,548	2,619
$G_{ш.п}, \text{кг}$	0,931	0,953	0,975	0,977	0,997	1,025	1,045	1,094	1,163	1,230	1,308

Таким образом, уменьшение  $X$  сопровождается значительным ростом числа оборотов коленчатого вала и сравнительно небольшим уменьшением веса шатуна.

Вследствие изменения величины движущихся масс и числа оборотов коленчатого вала изменяются инерционные усилия, действующие на подшипники коленчатого вала и боковую поверхность поршня.

Средняя инерционная сила от возвратно-поступательно движущихся частей  $P_{j\text{ср}}$  может быть определена по формуле

$$P_{j\text{ср}} = \frac{2(G_{ш.п} + G_n)}{g \cdot \pi} \cdot R \omega^2 (\sin \alpha_x + \lambda \sin \alpha_x \cos \alpha_x),$$

где  $G_n$  — вес поршневого комплекта, кг;  $\alpha_x$  — угол поворота коленчатого вала, при котором  $P_j = 0$ .

Нагрузка от неуравновешенной массы шатуна  $K_{ш}$  определяется по формуле

$$K_{ш} = \frac{G_{ш.к}}{g} R \omega^2.$$

Значения  $P_{j\text{ср}}$ ,  $K_{ш}$ , а также средние значения нагрузок на подшипники коленчатого вала и давление поршня на гильзу  $P_{N\text{ср}}$  в зависимости от  $X$ , подсчитанные по общепринятой методике на ЭВМ Минск-22, приведены в табл. 2.

Средние удельные давления на подшипники в зависимости от величины  $X$  приведены в табл. 3 и на рис. 2. Здесь  $q_m$ ,  $q_1$ ,  $q_{2,4}$ ,  $q_3$  и  $q_5$  — удельные давления соответственно на шатунную шейку и на коренные подшипники, номера которых, начиная от носка вала, указаны в индексах.

Уменьшение  $X$  (ниже 1,1) приводит к интенсивному росту сил инерции, усилий, действующих на подшипники коленчатого вала, и

Таблица 2

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$K_{ш}, \text{кГ}$	1222	1079	960	958	878	807	793	761	721	689	670
$P_{ср}, \text{кГ}$	1169	1034	926	921	843	774	759	722	677	640	609
$R_{ш}, \text{ср}, \text{кГ}$	2054	1845	1686	1624	1562	1465	1445	1400	1345	1301	1281
$R_{1,5 \text{ ср}}, \text{кГ}$	1027	922	843	837	781	732	723	700	672	650	640
$R_{2,4 \text{ ср}}, \text{кГ}$	683	661	644	643	630	619	616	610	603	597	592
$R_{3 \text{ ср}}, \text{кГ}$	1863	1602	1416	1402	1279	1176	1156	1111	1057	1016	990
$R_N \text{ ср}, \text{кГ}$	162	160	153	152,5	149	144	139	128	120	108	99

Таблица 3

X	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$q_{ш}, \text{ср}, \text{кГ/см}^2$	79,5	71,4	65,2	64,8	60,5	56,7	55,9	54,2	52	50,3	49,6
$q_1 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	42,8	38,4	35,1	35,1	32,5	30,5	30,1	29,2	28,0	27,1	26,7
$q_{2,4} \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	28,5	27,5	26,8	26,8	26,2	25,8	25,7	25,4	25,1	24,9	29,7
$q_3 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	77,6	66,7	59,0	58,4	53,3	49,0	48,2	46,3	44,0	42,3	41,3
$q_5 \text{ ср}, \text{кГ/см}^2$	37,0	33,2	30,3	30,2	28,1	26,4	26,0	25,2	24,2	23,4	23,1

нормальной силы давления поршня. Это соответствует выводу Н. Р. Брилинга о том, что реально достигнутое облегчение инерционных масс в короткоходном двигателе не позволяет сохранить среднюю скорость поршня такой же, как у стандартного двигателя, без того чтобы инерционные нагрузки на шатунные подшипники не возросли на 25—35%.

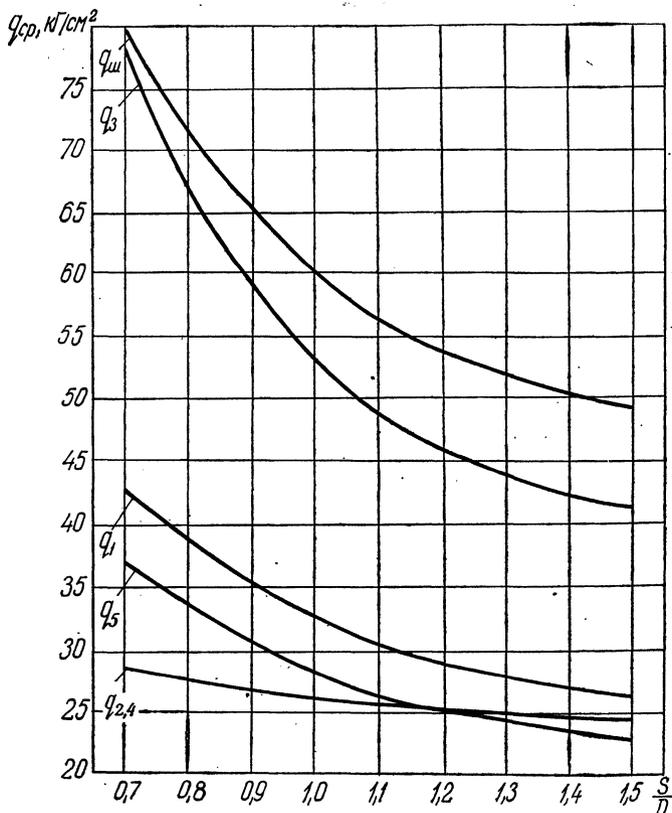


Рис. 2.

Уравновешенность четырехцилиндрового рядного двигателя определяется главным образом амплитудой сил инерции второго порядка  $P_{j2}$ .

Значения  $P_{j2}$ , подсчитанные по формуле

$$P_{j2} = 4 \cdot m_j R \omega^2 \lambda$$

при различной величине  $X$ , приведены в табл. 4.

Как следует из табл. 4, с уменьшением  $X$  от 1,13 до 0,91 амплитуда сил инерции второго порядка возрастает на 200  $\text{кг}$  (16%).

Таблица 4

$X$	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$P_{jz}, \text{ кг}$	1644	1555	1475	1468	1400	1324	1270	1160	1040	942	855

3. *Износ.* С уменьшением  $X$  износы многих сочленений двигателя, ограничивающих его долговечность, растут. К таким относятся поршневые кольца и канавки поршня по высоте, верхнее поршневое кольцо по радиальной толщине, цилиндр в зоне действия верхнего кольца, клапаны и седла клапанов в головке, коромысла, толкатели, шестерни распределения и т. д. Износы этих деталей будут возрастать с увеличением числа оборотов коленчатого вала.

С увеличением числа оборотов коленчатого вала и действующих на него усилий возрастают износы подшипников коленчатого вала. Увеличение жесткости коленчатого вала короткоходного двигателя может в какой-то степени замедлить рост износов коренных и шатунных подшипников.

4. *Среднее давление механических потерь.* Анализ составляющих среднего давления механических потерь произведен для базового двигателя при изменении числа оборотов коленчатого вала от 1600 до 2200 в 1 мин и средней скорости поршня соответственно от 6,65 до 9,16 м/сек.

Аналізу подвергались следующие составляющие среднего давления механических потерь:  $p_{т.м}$  — на привод масляного насоса;  $p_{т.в}$  — на привод водяного насоса;  $p_{т.н}$  — на привод топливного насоса;  $p_{т.г}$  — на привод газораспределения;  $p_{т.к}$  — на трение в поршневых кольцах;  $p_{т.п}$  — на трение поршней;  $p_{т.под}$  — на трение в подшипниках коленчатого вала;  $p_{т.нас}$  — на насосные ходы.

Механические потери на привод вентилятора из анализа исключены, так как их величина в значительной мере зависит от конструкции радиатора.

Значения отдельных видов потерь, измеренные на базовом двигателе, приведены в табл. 5.

Таблица 5

$n, \text{ об/мин}$	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200
$p_{т.м}, \text{ кг/см}^2$	0,16	0,16	0,17	0,18	0,18	0,18	0,19
$p_{т.в}, \text{ кг/см}^2$	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15
$p_{т.н}, \text{ кг/см}^2$	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05
$p_{т.г}, \text{ кг/см}^2$	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04
$p_{т.к}, \text{ кг/см}^2$	0,40	0,42	0,42	0,40	0,40	0,40	0,38

Потери на трение поршневых колец  $p'_{т.к}$  определены при температуре масла в картере  $90^\circ$  и снятой головке блока цилиндров, т. е. в условиях, когда трение колец о гильзу зависит только от сил упругости колец. При работе двигателя нормальное давление кольца на гильзу увеличивается под действием силы давления газов, проникающих в канавку за поршневое кольцо.

Потери на трение поршневых колец под действием давления газов могут быть определены по методике, предложенной Н. Х. Дьяченко [3]:

$$p''_{т.к} = \frac{4p_N f}{F_{п}},$$

где  $p_N$  — сила, с которой поршневые кольца действуют на стенку цилиндра в результате давления газов;  $f$  — коэффициент трения колец о цилиндр, найденный опытным путем (для базового двигателя равный 0,108);  $F_{п}$  — площадь поршня,  $см^2$ .

Значение  $p_N$  находится из выражения

$$p_N = \frac{\pi}{100} (D - 2t) h p_{ср},$$

где  $t$  — радиальная толщина кольца,  $мм$ ;  $h$  — высота компрессионного кольца,  $мм$ ;  $p_{ср}$  — среднее условное давление газов за цикл,  $кг/см^2$ .

Для базового двигателя при принятых для анализа условиях  $p_{ср}$  равно  $4,04$   $кг/см^2$ .

Общие потери на трение колец найдутся как сумма:

$$p_{т.к} = p'_{т.к} + p''_{т.к}.$$

Мощность трения поршней может быть определена по следующей формуле [3]:

$$N_{т.п} = 0,04 \sqrt{P_{Nср} c_m^3 B Z},$$

где  $P_{Nср}$  — средняя нормальная сила давления поршня на цилиндр;  $B$  — ширина трущейся поверхности поршня,  $мм$ ;  $Z$  — средняя абсолютная вязкость масла при температуре  $140^\circ C$ , равная  $0,370$   $кг \cdot сек/м^2$ ;  $c_m$  — средняя скорость поршня.

Потери на трение в подшипниках коленчатого вала определяются по формуле

$$p_{т.под} = \frac{900 \cdot \Sigma M_{т}}{716,25 n}. \quad (1)$$

Входящий в формулу момент трения для одного подшипника может быть определен по следующей формуле [4]:

$$M_{т} = \left( 5 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{d^2}{\Delta} \ln \mu + P f \right) \cdot \frac{d}{2} \cdot 10^{-3},$$

где  $d$  — диаметр подшипника, мм;  $l$  — длина подшипника, мм;  $\Delta$  — диаметральный зазор в подшипнике, мм;  $n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту;  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости масла при температуре 120°C, равный 5,67 спз;  $P$  — нагрузка на подшипник;  $f$  — коэффициент трения, который для базового двигателя найден равным 0,003.

Потери на насосные ходы определены как разность между измеренными суммарными механическими потерями базового двигателя и составляющими потерь на привод агрегатов и трение, найденными по приведенным методикам:

$$p_{т. нас} = p_{т.} - (p_{т. м} + p_{т. в} + p_{т. н} + p_{т. г} + p_{т. к} + p_{т. п} + p_{т. под}).$$

Среднее давление механических потерь двигателей с измененным относительно базового  $X$  при постоянных  $D$ ,  $c_m$  и  $N_e$  подсчитано, исходя из следующих допущений: 1) потери на привод масляного и водяного насоса зависят от мощности двигателя и не зависят от  $X$ ; 2) потери на трение поршневых колец не зависят от  $X$  при постоянной  $c_m$ ; 3) потери на трение в подшипниках коленчатого вала определяются по уравнению (1) и зависят от числа оборотов коленчатого вала и усилий, действующих на подшипники; 4) механические потери на насосные ходы при постоянных  $D$ ,  $c_m$  и  $N_e$  не зависят от  $X$ ; 5) потери на привод топливного насоса и механизма газораспределения также не зависят от  $X$  и изменяются с изменением числа оборотов коленчатого вала.

На основании результатов испытаний базового двигателя зависимость мощности, расходуемой на привод топливного насоса и механизма газораспределения ( $N_{т. н. г}$ ), от числа оборотов коленчатого вала может быть выражена уравнением

$$N_{т. н. г} = 0,52 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 0,655 \cdot 10^{-3} \cdot n.$$

Отсюда потери на привод топливного насоса и механизма газораспределения ( $p_{т. н. г}$ ) равны

$$p_{т. н. г} = \frac{N_{т. н. г} \cdot 900}{V_h \cdot n}.$$

Определенные экспериментально для базового двигателя и подсчитанные для различных  $X$  величины составляющих среднего давления механических потерь приведены в табл. 6. Здесь же даны значения механического к.п.д.  $\eta_m$ , рассчитанные по формуле

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_e + p_{т.}}$$

Как следует из табл. 6, уменьшение хода поршня со 125 до 100 мм, что соответствует уменьшению  $X$  с 1,13 до 0,91, увеличивает среднее давление механических потерь на 0,3 кг/см<sup>2</sup>.

	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4
$\gamma/cm^2$	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
$\gamma/cm^2$	0,30	0,25	0,18	0,175	0,13	0,10	0,09	0,07	0,05	0,04
	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57	0,57
	0,866	0,676	0,546	0,537	0,429	0,384	0,369	0,333	0,293	0,262
	0,592	0,578	0,565	0,565	0,551	0,531	0,521	0,497	0,470	0,449
	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
	2,878	2,624	2,411	2,397	2,23	2,115	2,10	2,02	1,933	1,871
	9,378	9,124	8,911	8,897	8,73	8,615	8,60	8,52	8,433	8,371
	0,694	0,712	0,729	0,731	0,743	0,754	0,756	0,763	0,771	0,776

5. *Удельный расход топлива.* При одинаковой доведенности рабочего процесса удельный индикаторный расход топлива будет зависеть от количества тепла, отданного воде и уходящего с выхлопными газами.

На величину тепловых потерь в охлаждающую жидкость значительное влияние оказывает отношение охлаждаемой поверхности цилиндра к его объему:

$$k = \frac{F}{V} = 2 \frac{D + 2S}{DS}.$$

Зависимость  $k$  от  $X$  различна для случаев, когда величина  $X$  меняется с изменением только  $S$  или только  $D$ , или обеих величин одновременно.

Установлено, что при уменьшении  $X$  с уменьшением  $S$  при  $D_{\text{const}}$  отношение  $k$  увеличивается, с увеличением  $D$  при  $S_{\text{const}}$  отношение  $k$  уменьшается, с одновременным уменьшением  $S$  и увеличением  $D$  при  $V_{h \text{ const}}$  отношение  $k$  практически не изменяется.

Влияние различных способов уменьшения  $X$  на отношение поверхности охлаждения к объему цилиндра показано на рис. 3.

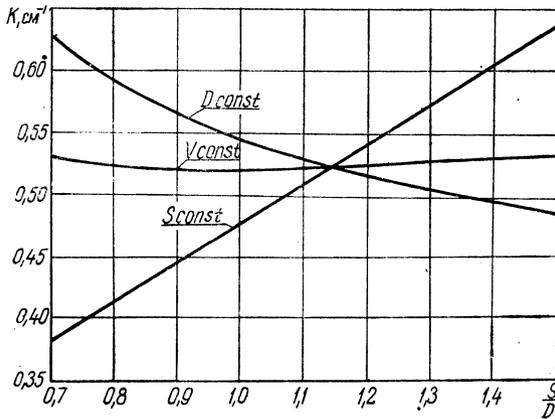


Рис. 3.

Очевидно, чем больше величина отношения  $k$ , тем больше тепловые потери в охлаждающую жидкость, следовательно, уменьшение  $X$  путем уменьшения  $S$  при постоянном  $D$  приводит к повышению тепловых потерь. С другой стороны, при уменьшении  $X$  с сохранением  $c_m$  увеличиваются обороты двигателя и вследствие уменьшения времени соприкосновения горячих газов со стенками цилиндра тепловые потери за цикл уменьшаются.

Для оценки влияния изменения  $X$  на теплотери в охлаждающую воду при постоянном  $c_m$  Н. Р. Брилинг предлагает следующую формулу:

$$\frac{Q_2}{Q_0} = \frac{1 + \left( \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \frac{\lambda_2}{4} \right) X_2}{1 + \left( \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} + \frac{\lambda_1}{4} \right) X_1}.$$

Для нашего случая  $\varepsilon = 16$ ;  $\lambda_1 = 0,27$ ;  $\lambda_2 = 0,26$ ;  $X_1 = 1,13$ ;  $X_2 = 0,91$ :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{1 + \left( \frac{16 + 1}{16 - 1} + \frac{0,26}{4} \right) 0,91}{1 + \left( \frac{16 + 1}{16 - 1} + \frac{0,27}{4} \right) 1,13} = 0,89,$$

т. е. отдача тепла в воду у двигателя с  $X_2 = 0,91$  должна уменьшиться на 11% по сравнению с двигателем, имеющим  $X_1 = 1,13$ .

Испытания базового двигателя подтвердили уменьшение теплотерь в воду по мере повышения числа оборотов коленчатого вала. Так, при повышении числа оборотов с 1600 до 2100 об/мин, если  $p_e = 6,0$  кг/см<sup>2</sup>, относительные теплотери в воду уменьшились соответственно с 27,4 до 26% (уменьшение теплотерь в воду на 6%), что несколько меньше значения, найденного по формуле Н. Р. Брилинга. Для короткоходного двигателя вследствие увеличения отношения  $k$  снижение теплотерь в воду должно быть менее 6%.

Теплотери в воду у базового двигателя составляют 26% от общего тепла, введенного в двигатель. Сокращение теплотерь с уменьшением  $X$  до 0,91 при постоянном  $c_m$  на 1,5% может снизить удельный индикаторный расход топлива примерно на 2,5 г/и. л. с.-ч. Однако этого не происходит, так как испытания показали, что по мере увеличения числа оборотов коленчатого вала и уменьшения теплотерь в воду увеличиваются теплотери с выхлопными газами, при этом для различного числа оборотов

$$Q_b + Q_v \approx \text{const.} \quad (2)$$

Увеличение энергии выхлопных газов делает более предпочтительным применение турбонаддува на короткоходном двигателе.

С учетом равенства (2) условно принято, что при изменении  $X$  удельный индикаторный расход не меняется и равен 135 г/и. л. с.-ч, как и у базового двигателя.

Подсчитанный по формуле

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

удельный эффективный расход топлива в зависимости от величины  $X$  приведен в табл. 7.

Таблица 7

$X$	0,7	0,8	0,9	0,91	1,0	1,1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,5
$\eta_m$	0,694	0,712	0,729	0,731	0,743	0,754	0,756	0,763	0,771	0,776	0,781
$\frac{g_e}{g/\text{э.л.с.-ч.}}$	194,5	189,6	185,2	184,7	180,3	179,0	178,6	176,9	175,1	174,0	172,9

Уменьшение  $X$  от 1,13 до 0,91 увеличивает удельный эффективный расход топлива на 6,1 г/э. л. с.-ч. Для изучения влияния  $X$  на удельный эффективный расход топлива требуется дополнительная экспериментальная проверка.

### Выводы

1. Для тракторного четырехцилиндрового рядного двигателя с диаметром цилиндра 110 мм величина оптимального отношения хода поршня к диаметру цилиндра равна 1,1.

2. При уменьшении хода поршня со 125 до 100 мм, что соответствует снижению  $X$  с 1,13 до 0,91, основные показатели двигателя изменяются следующим образом: вес двигателя снижается на 12 кг (3%); габаритная высота двигателя уменьшается на 52,5 мм (9%); число оборотов коленчатого вала повышается на 500 об/мин (25%); удельные давления возрастают на 8,9 кг/см<sup>2</sup> (15,9%) для шатунного подшипника, на 5,0 кг/см<sup>2</sup> (16,6%) для первого коренного подшипника, на 1,1 кг/см<sup>2</sup> (4,3%) для второго и четвертого коренного подшипника, на 10,2 кг/см<sup>2</sup> (21,1%) для третьего коренного подшипника, на 4,2 кг/см<sup>2</sup> (16,2%) для пятого подшипника; амплитуда силы инерции второго порядка, являющаяся основным фактором, вызывающим вибрацию двигателя, возрастает на 200 кг (16%); среднее давление механических потерь увеличивается на 0,3 кг/см<sup>2</sup> (14%); удельный эффективный расход топлива возрастает на 6 г/э. л. с.-ч (3,4%).

3. Износы всех деталей, лимитирующих долговечность двигателя, увеличиваются с возрастанием числа оборотов и удельных давлений и уменьшением  $X$ .

### Литература

1. Брилинг Н. Р. Теория короткоходного двигателя. «Тр. лаборатории двигателей», вып. 3, 1957.
2. Брилинг Н. Р. Сгорание и смесеобразование в дизелях. М., 1960.
3. Дьяченко Н. Х. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М.—Л., 1962.
4. Справочник машиностроителя, т. 1, М., 1960.

Э. М. Жарнов

## ОЦЕНОЧНЫЕ ИЗМЕРИТЕЛИ ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При решении ряда практических задач, связанных с оценкой виброактивности поршневых двигателей и выбором рациональных способов борьбы с вибрациями, возникает необходимость перехода от действующих на двигатель возмущающих сил к вибрациям.

Чтобы выделить действие возмущающих сил на вибрацию двигателя, надо исключить влияние его подвески. Поэтому измерителями виброактивности могут служить лишь равновесные амплитуды смещений свободно висящего в пространстве двигателя, когда у него отсутствуют какие-либо внешние связи.

При малых колебаниях двигателя как абсолютно жесткого тела положение его в пространстве относительно неподвижных координатных осей  $x_1y_1z_1$  (рис. 1) может быть определено шестью координатами: тремя линейными перемещениями  $s_x, s_y, s_z$  точки  $O_2$ —начала отсчета подвижной системы координат  $x_2y_2z_2$  и тремя углами  $\Theta, \psi, \varphi$ , характеризующими вращение остова двигателя.

Чтобы равновесные амплитуды могли служить оценочными измерителями виброактивности разных типов поршневых двигателей, следует при действии возмущающих сил вычислять три линейные амплитуды перемещения его центра масс  $s_x^a, s_y^a, s_z^a$  и три амплитудных значения угла  $\Theta^a, \psi^a, \varphi^a$  вращения подвижной системы координат, жестко связанной с остовом двигателя, относительно неподвижной.

Методику вычисления равновесных амплитуд удобнее рассмотреть на примере наиболее простого случая — одноцилиндрового двигателя, поскольку он является элементом многоцилиндровых двигателей. Равновесные амплитуды многоцилиндровых двигателей будут вычисляться аналогично, но с учетом их уравновешенности, которая зависит от периодичности вспышек, числа и расположения цилиндров.

На установившемся режиме работы вибрации одноцилиндрового двигателя вызываются периодически изменяющимися силами: газовыми и инерционными от возвратно-поступательно движущихся

ся масс и от дисбаланса вращающихся деталей. Направление, место и плоскость приложения, величина и закон изменения возмущающих сил и моментов достаточно хорошо изучены [1, 2, 3, 4, 5, 6].

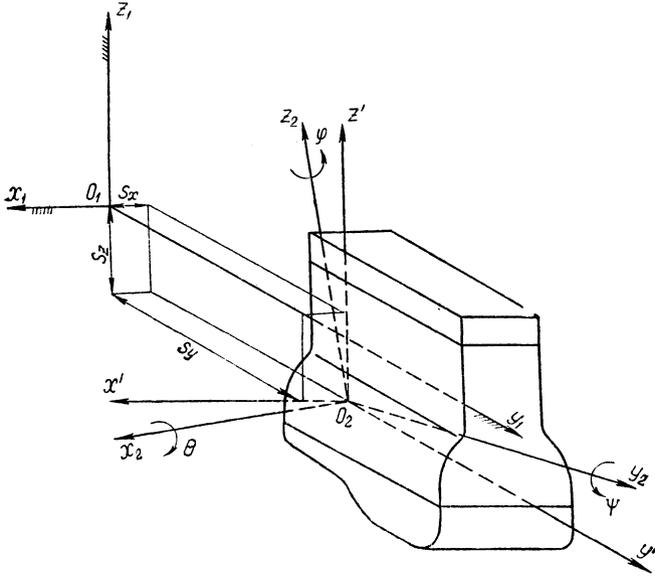


Рис. 1. Системы координат, определяющие положение вибрирующего двигателя как твердого тела в пространстве.

На рис. 2 приведена система координат  $x_2y_2z_2$  с началом  $O_2$  в центре масс двигателя, причем ось  $O_2z_2$  совпадает с осью цилинд-

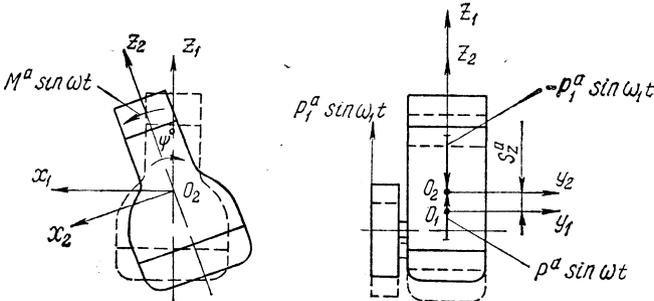


Рис. 2. Системы координат и схемы действия возмущающих сил и моментов на свободно висящий в пространстве двигатель.

ров, а ось  $O_2y_2$  параллельна оси коленчатого вала. Для упрощения перехода от системы подвижных координат  $x_2y_2z_2$  к системе непод-

вижных координат  $x_1 y_1 z_1$  выбираем начало ее  $O_2$  в центре масс двигателя в момент его покоя, как это показано пунктиром.

Если приложить к двигателю, свободно висящему в пространстве, гармонически изменяющуюся возмущающую силу или момент, то он будет совершать вынужденные гармонические вибрации, частота которых соответствует частоте воздействия.

При действии возмущающей силы  $P^a \sin \omega t$ , приложенной в центре масс двигателя и направленной вдоль оси  $O_1 x_1$  (см. рис. 2), значение линейной амплитуды  $s_z^a$  может быть найдено из условия равенства амплитуд возмущающей силы и инерционной силы, приобретаемой массой двигателя  $M_{дв}$  при вибрациях, т. е.

$$P^a = s_z^a M_{дв} \omega^2, \quad (1)$$

где  $\omega$  — круговая частота изменения возмущающей силы.

Возможны случаи, когда возмущающая сила параллельна одной из координатных осей, но точка ее приложения находится не в центре масс, а сама сила лежит либо в одной из координатных плоскостей, либо вне их.

В первом случае возмущающая сила  $P_1^a \sin \omega_1 t$  вызовет линейные вибрации центра масс двигателя в направлении, параллельном линии действия этой силы, и угловые вибрации его относительно центра масс в плоскости ее действия. Равновесные амплитуды при этом можно определить, приложив в центре масс двигателя две равные и противоположно направленные силы  $P_1^a \sin \omega_1 t$  и  $-P_1^a \sin \omega_1 t$ . Тогда на двигатель будет действовать возбуждающий момент, амплитудное значение которого

$$M_1^a = P_1^a l,$$

где  $l$  — расстояние от точки приложения силы до центра масс двигателя;  $P_1^a$  — сила, приложенная в центре масс.

Во втором случае возмущающая сила вызовет вибрации центра масс двигателя по линии, параллельной направлению ее действия, и угловые вибрации двигателя вокруг двух осей, не параллельных данной силе. Равновесные амплитуды могут быть найдены аналогично предыдущему.

Таким образом, приложение возмущающей силы не в центре масс двигателя вызывает взаимосвязь между линейными и угловыми вибрациями.

Амплитуды угловых вибраций  $\psi^a$  при действии возмущающего момента  $M^a \sin \omega t$ , действующего в плоскости  $x_2 O_2 z_2$ , определяются из соотношения

$$M_1^a = \psi^a I_{x_2} \omega^2, \quad (2)$$

где  $I_{x_2}$  — момент инерции двигателя относительно оси  $O_2 x_2$ .

Используя выражения (1) и (2), вычислим равновесные амплитуды двигателя в зависимости от вида возмущающего воздействия.

Равновесная амплитуда угловых вибраций двигателя под действием  $k$ -й гармонической составляющей опрокидывающего момента от газовых сил с амплитудой

$$M_{\Gamma k}^a = \frac{V_h}{2} t_{\Gamma k}^a,$$

где  $V_h$ ,  $t_{\Gamma k}^a$  — соответственно рабочий объем цилиндра и гармонический коэффициент  $k$ -го порядка, зависящий от величины среднего индикаторного давления  $p_i$  [1], равна

$$\begin{aligned} \psi_{\Gamma k}^a &= \frac{\frac{V_h}{2} t_{\Gamma k}^a}{I_{y_2} k^2 \omega^2} = \frac{V_h t_{\Gamma k}^a g}{2M_{\text{дв}} r_{y_2}^2 k^2 n^2 \frac{\pi^2 g}{900}} = \\ &= \frac{g t_{\Gamma k}^a}{2 \frac{G_{\text{дв}}}{V_h} r_{y_2}^2 k^2 \frac{\pi^2}{900} n^2} = \frac{t_{\Gamma k}^a}{2b g_l r_{y_2}^2 k^2 n^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $I_{y_2} = M_{\text{дв}} r_{y_2}^2$  — момент инерции относительно оси  $O_2 y_2$  (здесь  $r_{y_2}$  — радиус инерции двигателя);  $g$  — ускорение свободного падения;  $\omega = \frac{\pi n}{3}$  (здесь  $n$  — число оборотов коленчатого вала в минуту);  $b = \frac{\pi^2}{900g}$ ;  $G_{\text{дв}}$  и  $g_l = \frac{G_{\text{дв}}}{V_h}$  — соответственно вес и литровый вес двигателя.

Из выражения (3) следует, что при прочих равных условиях увеличение порядка гармонических составляющих и числа оборотов двигателя приводит к уменьшению значений угловой равновесной амплитуды  $\psi_{\Gamma k}^a$ .

На величину  $\psi_{\Gamma k}^a$  большое влияние оказывает не нагрузочный режим, а скоростной, так как увеличение нагрузки от режима холостого хода до номинального значения приводит к возрастанию  $t_{\Gamma k}^a$  в два-три раза [1, 3, 4, 5], тогда как обороты могут изменяться в более широких пределах.

Амплитудное значение инерционной силы  $k$ -го порядка возвратно-поступательно движущихся масс  $m_j$  [4, 5]

$$P_{jk}^a = j_{\rho k}^a m_j R \omega^2 = j_{\rho k}^a \cdot \frac{D_j}{g} \omega^2,$$

где  $D_j = m_j R g$  — величина условного дисбаланса от возвратно-поступательно движущихся частей;  $j_{\rho k}^a$  — коэффициент ам-

плитудного значения инерционного ускорения поршня  $k$ -го порядка.

Под действием силы  $P_{jk}^a$ , приложенной в центре масс двигателя, равновесная амплитуда линейного перемещения центра масс

$$s_{jk}^a = \frac{j_{pk}^a \frac{D_j}{g} \omega^2}{M_{дв} k^2 \omega^2} = \frac{j_{pk}^a}{k^2} \cdot \frac{D_j}{G_{дв}} = c_k r_j, \quad (4)$$

где  $c_k = \frac{j_{pk}^a}{k^2}$  — коэффициент пропорциональности;

$r_j = \frac{D_j}{G_{дв}}$  — приведенный радиус возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

Из формулы (4) видно, что у рассматриваемого двигателя равновесная амплитуда  $s_{jk}^a$  является величиной постоянной, не зависящей от скоростного режима его работы. При возрастании порядка гармоник величина  $s_{jk}^a$  уменьшается, поскольку убывает  $c_k$ .

Равновесная амплитуда линейного вибро смещения двигателя под действием приложенной в центре масс центробежной силы  $P_{ц}^a = \frac{D_{ц}}{g} \omega^2$ , вызываемой дисбалансом  $D_{ц}$ :

$$s_{ц}^a = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2}{M_{дв} \omega^2} = \frac{D_{ц}}{G_{дв}} = r_{ц}, \quad (5)$$

где  $r_{ц}$  — приведенный радиус неуравновешенных вращающихся масс.

Таким образом, при  $D_{ц} = \text{const}$  равновесная амплитуда  $s_{ц}^a$  является величиной постоянной, не зависящей от скоростного режима работы двигателя.

Если инерционные силы  $P_{jk}^a$  и  $P_{ц}^a$  расположены вне центра масс двигателя в координатной плоскости параллельно одной из осей, то на двигатель относительно центра масс будут действовать моменты, амплитудные значения которых равны

$$M_{jk}^a = P_{jk}^a l_j, \quad M_{ц}^a = P_{ц}^a l_{ц},$$

где  $l_j, l_{ц}$  — расстояния от точки приложения соответствующей силы до координатной оси, параллельной этой силе.

Равновесная угловая амплитуда, вызываемая действием инерционного момента  $M_{jk}^a$ :

$$\Theta_{jk}^a = \frac{P_{jk}^a l_j}{I_{x_2} k^2 \omega^2} = \frac{j_{pk}^a \frac{D_j}{g} \omega^2 l_j}{M_{дв} r_{x_2}^2 k^2 \omega^2} = C_k r_j \frac{l_j}{r_{x_2}^2}, \quad (6)$$

где  $I_{x_2} = M_{дв} r_{x_2}^2$ , а  $r_{x_2}$  — радиус инерции двигателя.

Соответственно угловая амплитуда от момента  $M_{ц}^a$ :

$$\Theta_{ц}^a = \frac{P_{ц}^a l_{ц}}{I_{x_2} \omega^2} = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2 l_{ц}}{M_{дв} r_{x_2}^2 \omega^2} = r_{ц} \frac{l_{ц}}{r_{x_2}^2}. \quad (7)$$

Из выражений (6) и (7) следует, что угловые амплитуды вибраций двигателя  $\Theta_{jk}^a$  и  $\Theta_{ц}^a$  не зависят от скоростного режима его работы, а величины их определяются лишь параметрами двигателя  $r_j$ ,  $r_{ц}$ ,  $r_x$  и координатами приложения сил  $l_j$  и  $l_{ц}$ . Кроме того, величина  $\Theta_{jk}^a$  зависит от порядка гармонической составляющей.

Если инерционные силы  $P_{jk}^a$  и  $P_{ц}^a$  не лежат в координатных плоскостях, но параллельны какой-либо координатной оси, то равновесные угловые амплитуды следует вычислять относительно двух осей по формулам, аналогичным (6) и (7).

Равновесная амплитуда угловых вибраций от действия суммарного  $k$ -го гармонического инерционного опрокидывающего момента [4]  $M_{jk}^a = \frac{D_j}{g} |B_k| R \omega^2$ , где  $B_k$  — коэффициент ряда, вычисляется по формуле

$$\psi_{jk}^a = \frac{\frac{D_j}{g} |B_k| R \omega^2}{I_{y_2} k^2 \omega^2} = \frac{D_j |B_k| R}{G_{дв} r_{y_2}^2 k^2} = C_k r_j \frac{R}{r_{y_2}^2}, \quad (8)$$

где  $C_k = \frac{|B_k|}{k^2}$  — коэффициент пропорциональности.

Величина  $\psi_{jk}^a$  зависит от порядка гармонической составляющей и параметров  $r_j$ ,  $R$ ,  $r_{y_2}$  двигателя и не зависит от скоростного режима его работы.

Рассмотрим условие равенства амплитуд  $\psi_{rk}^a$  и  $\psi_{jk}^a$  гармоник  $k$ -го порядка. Из выражений (3) и (8) находим

$$\frac{t_{rk}^a}{2b \frac{G_{дв}}{V_h} r_{y_2}^2 k^2 n^2} = \frac{|B_k| R D_j}{G_{дв} r_{y_2}^2 k^2},$$

откуда после необходимых преобразований, учитывая, что  $V_h = \frac{1}{2} R F_n$ , где  $F_n$  — площадь поршня, получаем

$$\frac{|B_k|}{B} d_j = \frac{t_{rk}^a}{n^2}, \quad (9)$$

где  $d_j = \frac{D_j}{F_n}$  — условный удельный дисбаланс, создаваемый весом  $G_j$  возвратно-поступательно движущихся масс.

В зависимости от величины условного удельного дисбаланса двигателя и его режима работы, помимо равенства (9), можно представить следующие два случая:

$$\begin{aligned} \frac{|B_k| d_j}{b} &< \frac{t_{rk}^a}{n^2}, \\ \frac{|B_k| d_j}{b} &> \frac{t_{rk}^a}{n^2}. \end{aligned} \quad (10)$$

В первом случае превалируют опрокидывающие моменты от газовых сил, во втором — инерционные опрокидывающие моменты.

Динамическая составляющая неуравновешенных вращающихся масс двигателя создает момент с амплитудой  $M_{д.ц}^a = P_{ц}^a l_k$  ( $l_k$  — расстояние между корректировочными плоскостями), который вызывает вибрацию в двух взаимно перпендикулярных плоскостях:  $y_2 O_2 z_2$  и  $x_2 O_2 y_2$ .

Равновесная амплитуда угловых вибраций в плоскости  $y_2 O_2 z_2$ :

$$\Theta_{М.ц}^a = \frac{P_{ц}^a l_k}{I_{x_2} \omega^4} = \frac{\frac{D_{ц}}{g} \omega^2 l_k}{M_{дв} r_{x_2}^2 \omega^2} = r_{ц} \frac{l_k}{r_{x_2}^2}. \quad (11)$$

Угловая равновесная амплитуда  $\varphi_{М.ц}^a$  в плоскости  $x_2 O_2 y_2$ , перпендикулярной к предыдущей, также вычисляется по выражению (11), если в нем заменить  $r_{x_2}^2$  на  $r_{z_2}^2$ .

Величины  $\Theta_{М.ц}^a$  и  $\varphi_{М.ц}^a$  не зависят от скоростного режима работы двигателя и определяются лишь значениями  $\Gamma_{ц}$ ,  $l_k$ ,  $r_{x_2}$ ,  $r_{z_2}$ .

С помощью выражений (3) — (8) и (11) можно вычислять спектры равновесных линейных и угловых амплитуд, возбуждаемых неуравновешенными порядками возмущающих сил и моментов. При инерционном возбуждении вид спектра не зависит от скоростного режима, а при возбуждении газовыми силами зависит как от скоростного, так и от нагрузочного режимов работы двигателя.

В качестве примера на рис. 3 показаны спектры равновесных угловых амплитуд  $\psi_{rk}^a = f(k)$  и  $\psi_{jk}^a = f(k)$ , вычисленные для че-

тырехтактного четырехцилиндрового рядного тракторного дизеля Д-50. По оси абсцисс отложены порядки  $k$  гармонических составляющих угловых амплитуд, а по оси ординат — в логарифмическом масштабе численные значения амплитуд.

Вид спектра  $\psi_{jk}^a = f(k)$  не зависит от скоростного режима. С возрастанием  $k$  угловые амплитуды  $\psi_{jk}^a$  убывают.

В спектре  $\psi_{rk}^a = f(k)$  для одних и тех же порядков  $k$  и неизменном  $p_i$  с увеличением числа оборотов двигателя в минуту происходит уменьшение составляющих  $\psi_{rk}^a$ ; увеличение  $p_i$  при неизменном числе оборотов двигателя в минуту вызывает возрастание составляющих  $\psi_{rk}^a$ , но не такое значительное, как раньше.

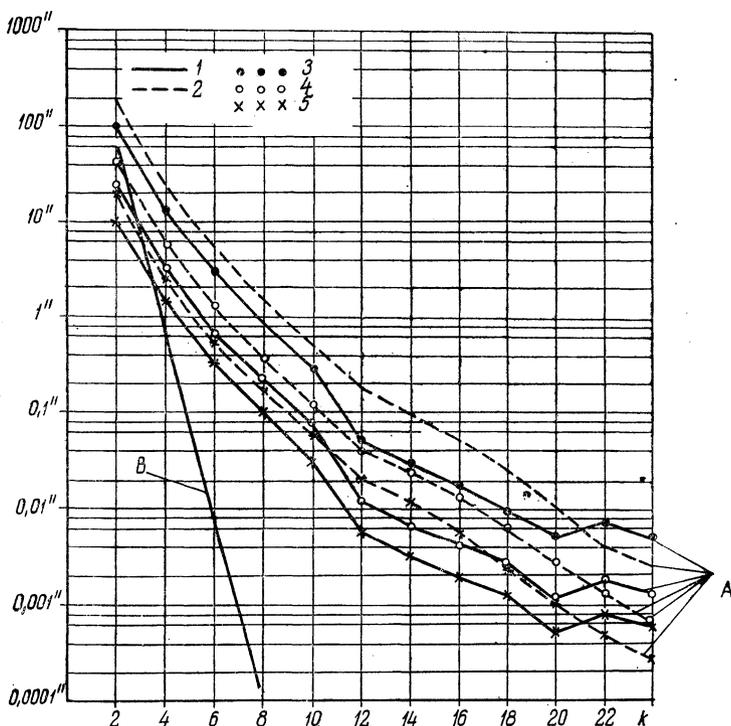


Рис. 3. Спектры угловых равновесных амплитуд двигателя Д-50

$$\psi_{2k}^a = f(k) \text{ (A) и } \psi_{jk}^a = f(k) \text{ (B):}$$

1 — для  $P_i = 9,5 \text{ кг/см}^2$ ; 2 —  $P_i = 1,5 \text{ кг/см}^2$ ; 3 — при 1000 об/мин;

4 — при 2000 об/мин; 5 — при 3000 об/мин.

Анализ спектров позволяет сделать вывод о том, что основной причиной угловых вибраций дизеля Д-50 в плоскости вращения кривошипа является неуравновешенность его по вторым порядкам

опрокидывающих моментов от газовых и инерционных сил, причем на низких оборотах преобладают газовые силы, а на высоких — инерционные.

Далее следует гармоника четвертого порядка, амплитудное значение которой в основном зависит от газовых сил и приблизительно в восемь раз ниже гармоника второго порядка. Амплитудными значениями гармоника шестого и более высоких порядков инерционных опрокидывающих моментов можно пренебречь по сравнению с опрокидывающими моментами от газовых сил.

### Выводы

1. Оценочными измерителями вибробраktivности поршневых двигателей являются спектры равновесных амплитуд линейных перемещений центра масс и угловых перемещений жестко связанных с ним осей относительно осей неподвижной системы координат.

2. Равновесные амплитуды любого порядка у поршневого двигателя будут определяться: при возбуждении инерционными силами возвратно-поступательно движущихся масс и инерционными опрокидывающими моментами — величиной приведенного радиуса возвратно-поступательно движущихся масс; при действии сил и моментов неуравновешенных вращающихся масс — приведенным радиусом этих масс; при возмущении газовыми опрокидывающими моментами — величиной отношения гармонического коэффициента газовых сил к литровому весу двигателя.

3. При инерционном возбуждении поршневого двигателя вид спектра равновесных амплитуд не зависит от скоростного режима его работы; при возбуждении газовыми силами спектр изменяется, причем в большей мере от скоростного, чем от нагрузочного режима работы.

4. Гармоническими составляющими инерционных опрокидывающих моментов выше четвертого порядка у тракторных дизелей можно пренебрегать, так как аналогичные порядки опрокидывающего момента от газовых сил превосходят их во много раз.

### Литература

1. Жарнов Э. М. Определение спектра возмущающих газовых сил четырехтактного дизеля по его теоретическим индикаторным диаграммам. В сб.: «Сельскохозяйственную технику — на уровень современных требований», Минск, 1967.
2. Иорш Ю. И. Виброметрия. М., 1963.
3. Кер Вильсон У. Вибрационная техника. М., 1963.
4. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. М., 1940.
5. Полюк К. Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М., 1965.
6. Чудаков Д. А., Жарнов Э. М. Об уравновешивании тракторных четырехцилиндровых дизелей. В сб.: «Сельскохозяйственную технику — на уровень современных требований», Минск, 1967.

**Г. Н. Слободич, А. И. Сидоренко,  
С. Г. Марон, В. М. Жарнов**

## **О ПОДБОРЕ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ОБОРОТАМ**

Повышение мощности дизельных двигателей сельскохозяйственных тракторов является одной из главных тенденций в развитии современного тракторостроения.

Прогрессивным направлением в увеличении энергонасыщенности тракторов считается повышение числа оборотов коленчатого вала двигателя. Если современные тракторные дизели, выпускаемые у нас в стране, имеют обороты коленчатого вала в пределах 1600—1800 в минуту, то вновь создаваемые модели проектируются на обороты 2000 и выше в минуту. Так, харьковский завод «Серп и молот» разрабатывает конструкцию двигателя СМД-60 с оборотами 2100 в минуту, Минский моторный завод — двигателей Д-240 и Д-260 с оборотами 2200—2300 в минуту, Владимирский тракторный завод — двигателя Д-160 с оборотами 2000 в минуту. Значительное увеличение числа оборотов ставит перед исследователями целый ряд новых задач, связанных с ростом инерционных сил, повышением уровня вибраций, усилением колебательных процессов и т. д.

Одной из таких задач является обеспечение нормальной работы клапанного механизма.

При повышении числа оборотов клапанные пружины могут не обеспечивать неразрывную кинематическую связь между клапаном и кулачком распределительного вала. Закон движения клапана искажается, увеличиваются скорости посадки клапана на седло, клапан начинает отскакивать от седла.

У клапанных пружин могут возбуждаться собственные колебания отдельных витков, что вызывает дополнительные относительные перемещения витков, увеличение знакопеременной нагрузки материала пружины, а также появление шума и поломку пружин. Возможны случаи возникновения резонансных явлений. При этом гармонические составляющие возмущающих сил даже с небольшими амплитудами оказываются достаточными для того, чтобы вызвать значительные колебания клапанной пружины, что можно объяснить малым демпфированием последней. Поэтому разработка

рекомендаций для правильного выбора параметров клапанных пружин высокооборотных тракторных двигателей является весьма актуальной.

Создание на Минском моторном заводе перспективного тракторного двигателя Д-240 мощностью 75 л. с. при числе оборотов коленчатого вала 2200—2300 в минуту потребовало проведения специальных испытаний серийных (с двигателя Д-50) и опытных пружин на резонанс и соответствие движения клапана закону, задаваемому кулачком.

Испытания проводились на макете двигателя при прокрутке его балансирной машиной со скоростями от 900 до 3000 об/мин.

Испытаниям подвергался всасывающий клапан, имеющий массу большую, чем выхлопной, и, следовательно, большие силы инерции. Для записи перемещений клапана и витков пружины использовались индуктивные датчики, усилитель ТА-5 и шлейфовый осциллограф Н-102. На пружинах подвижные элементы датчиков устанавливались на средние витки, имеющие наибольшую амплитуду колебаний. Места установки датчиков показаны на рис. 1. Параметры всех испытанных пружин приведены в табл. 1.

На рис. 2 представлена осциллограмма, на которой записаны перемещения клапана и средних витков наружной и внутренней серийных клапанных пружин при 1700 об/мин, т. е. при оборотах, соответствующих номинальным оборотам серийного двигателя Д-50. Из осциллограммы видно, что клапанные пружины работают удовлетворительно. Отрыва клапана от профиля кулачка распределительного вала и отскока от седла в головке цилиндров не наблюдается. Анализ материалов по эксплуатации двигателя Д-50 также подтверждает работоспособность пружин клапанного механизма.

Испытания этих же пружин на повышенных оборотах (2300 об/мин), соответствующих оборотам двигателя Д-240, показали, что они не обеспечивают нормальной работы клапанного механизма. Наблюдается разрыв кинематической цепи; движение клапана не соответствует закону, задаваемому профилем кулачка распределительного вала; возникают собственные колебания пружин, не затухающие полностью к началу нового цикла; появляется отскок клапана при посадке его на седло.

С целью устранения отмеченных недостатков серийная наружная клапанная пружина, как наиболее не соответствующая работе при повышенных оборотах, была заменена на пружину 3 (см. табл. 1). Эта пружина имеет повышенную жесткость и обеспечивает большие усилия при закрытом клапане.

Резонансный коэффициент запаса, представляющий собой отношение собственной частоты колебаний пружины к частоте возмущающей силы, т. е. к частоте подъёмов клапана, был выбран в соответствии с рекомендациями технической литературы. Частоты

Таблица 1

Марка двигателя	Номер пружины	Виброустойчивость		Диаметр, мм		Жесткость, кг/см	Число витков		Длина в свободном состоянии, мм	Усилия и длины пружин				Суммарное усилие пружин при $l_2$ , кг
		$n_c$ , гц	$\beta$	прово-локи	пру-жины		полное	рабо-чее		$P_1$ , кг	$l_1$ , мм	$P_2$ , кг	$l_2$ , мм	
Д-50	Наружная 1	7 513	8,84	3,5	38	3,9	9,5	7	77	9	54	13,68	42	28,03
	Внутренняя 2	10 700	12,59	3,0	26	5,125	11,5	9	67	8,2	51	14,35	39	
	Наружная измененная 3	11 271	13,26	4,5	38	12,42	8,5	6	68	17,4	54	32,3	42	46,65
Д-240	Наружная 4	14 079	12,8	4,5	34	17,36	8,5	6	64	17,4	54	38,2	42	57,7
	Внутренняя 5	16 408	14,91	3,0	23	8,86	10	7,5	58,5	8,86	48,5	19,5	36,5	

Примечание. Принятые обозначения:  $n_c$  — собственная частота колебаний пружины;  $\beta$  — резонансный коэффициент, представляющий собой отношение собственной частоты колебания пружины к частоте возмущающей силы, т. е. к частоте подъемов клапана;  $P_1$  и  $l_1$  соответствуют закрытому клапану;  $P_2$  и  $l_2$  соответствуют полностью открытому клапану.

собственных колебаний опытной наружной и серийной внутренней пружин отличались друг от друга незначительно.

Испытания этой пары пружин показали, что несколько лучшие их характеристики по сравнению с серийными пружинами также

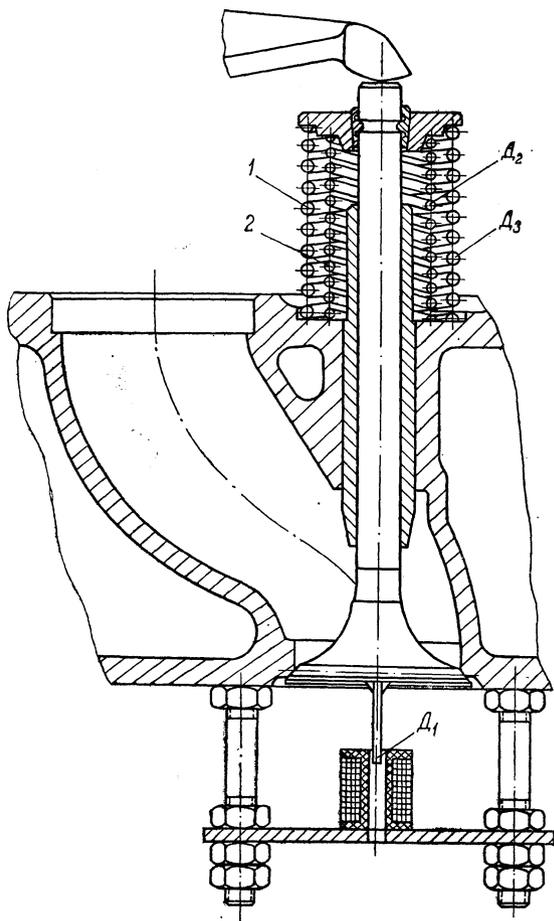


Рис. 1. Схема клапанного механизма и места установки датчиков:

1 — наружная пружина; 2 — внутренняя;  $D_1$  — датчик записи хода клапана;  $D_2$  — датчик записи перемещения внутренней пружины;  $D_3$  — датчик записи перемещения наружной пружины.

не обеспечивают нормальной работы клапанного механизма. Почти полное равенство собственных частот и практическое совпадение фаз колебаний обеих пружин увеличивают амплитуду колебаний

каждой пружины; на оборотах 2000 в минуту появляется отрыв клапана от профиля кулачка, а при оборотах 2500 в минуту наблюдается отскок клапана от седла при посадке; на повышенных оборотах колебания пружин не затухают к началу следующего цикла.

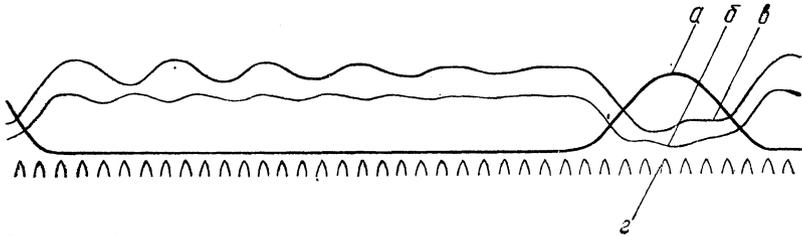


Рис. 2. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№1 и 2) при 1700 об/мин:

*а* — перемещение всасывающего клапана; *б* — перемещение среднего витка внутренней пружины; *в* — перемещение среднего витка наружной пружины; *г* — отметка времени (500 мкс).

Осциллограмма записи перемещений клапана и пружин (№ 2 и 3) при 2000 об/мин представлена на рис. 3.

Таким образом, проведенные испытания показали, что при проектировании пары клапанных цилиндрических пружин с постоян-

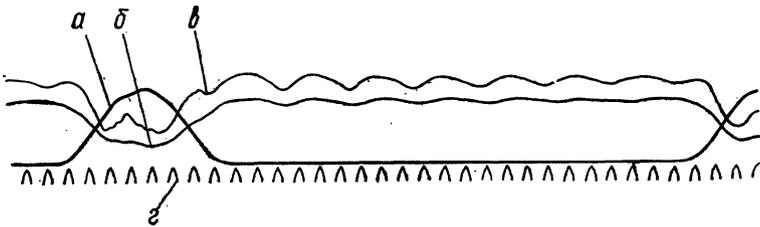


Рис. 3. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№ 2 и 3) при 2000 об/мин. Обозначения такие же, как на рис. 2.

ным шагом недостаточно соблюдения условий, при которых резонансный коэффициент запаса для каждой пружины больше 10. Необходимо еще, чтобы эти коэффициенты отличались друг от друга, т. е. чтобы частоты собственных колебаний пружин были разными.

Это было учтено при разработке конструкции улучшенных клапанных пружин (как внутренней, так и наружной) для двигателя Д 240. Параметры этих пружин приведены в табл. 1 (№ 4 и 5). Испытания пружин проводились в диапазоне 1600—3000 об/мин.

Осциллограмма перемещений клапана и улучшенных пружин двигателя Д-240 при 2200 об/мин представлена на рис. 4. Как видно, эти пружины обеспечивают удовлетворительную работу клапанного механизма на повышенных оборотах. Клапан повторяет закон движения, задаваемый профилем кулачка. Различные вели-

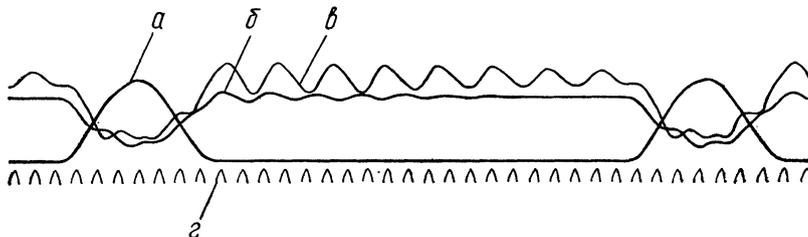


Рис. 4. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№ 4 и 5) при 2200 об/мин. Обозначения такие же, как на рис. 2.

чины частот собственных колебаний пружин способствуют уменьшению амплитуд колебаний. Отскок клапана от седла при посадке наблюдается лишь при 2900 об/мин. Колебания внутренней пружины затухают к началу следующего цикла полностью, внешней — частично. В связи с этим конструкцию внешней пружины необходимо несколько улучшить.

### Выводы

1. При проектировании клапанного механизма с двумя пружинами (на каждый клапан) последние должны удовлетворять следующим требованиям:

а) резонансные коэффициенты запаса пружин должны быть больше 10 и отличаться друг от друга, т. е. частоты собственных колебаний должны быть разными;

б) коэффициенты затухания пружин должны быть такими, чтобы собственные колебания затухали к началу очередного открытия клапана.

**В. М. Адамов, А. Г. Латокурский**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ Д-50**

Основным направлением технического прогресса в области двигателестроения является увеличение мощности при снижении удельного веса двигателей и улучшении их экономичности. Наиболее эффективный путь решения этой задачи — форсирование двигателей. Однако предел возможного форсирования двигателей ограничивается ростом механических и тепловых напряжений основных деталей.

Одной из наиболее напряженных в тепловом отношении деталей является поршень. При форсировании двигателей тепловая напряженность поршней значительно возрастает и чаще всего именно она ограничивает предел повышения мощности двигателя. Поэтому для оценки возможности форсирования двигателя с точки зрения теплонапряженности его деталей необходимо знать температуры поршня при различных режимах работы двигателя.

Измерение температуры поршня весьма сложно вследствие трудной доступности к поршню и большой скорости его движения. Анализ существующих методов измерения температуры поршней позволил предложить следующую классификацию (рис. 1).

Нами был выбран метод термопар с периодическим включением их в измерительную цепь. В качестве нуль-индикатора использовался электронный осциллограф [1].

При термометрировании поршней количество точек измерения обычно ограничивается возможностью размещения токосъемного устройства в двигателе. Поэтому привлекал к себе внимание способ включения термопар, при котором с целью сокращения пар контактов токосъема прибегают к объединению свободных концов термоэлектродов одной полярности. Концы электродов другой полярности присоединяют к отдельным контактам. Для отсчета показаний отдельных термопар присоединяют к измерительной цепи общий электрод и поочередно свободный электрод каждой термопары.

Однако, как показали опыты [2], при таком соединении термопар температура более холодных точек была завышенной, а более горячих — заниженной. Это результат влияния паразитных термо-

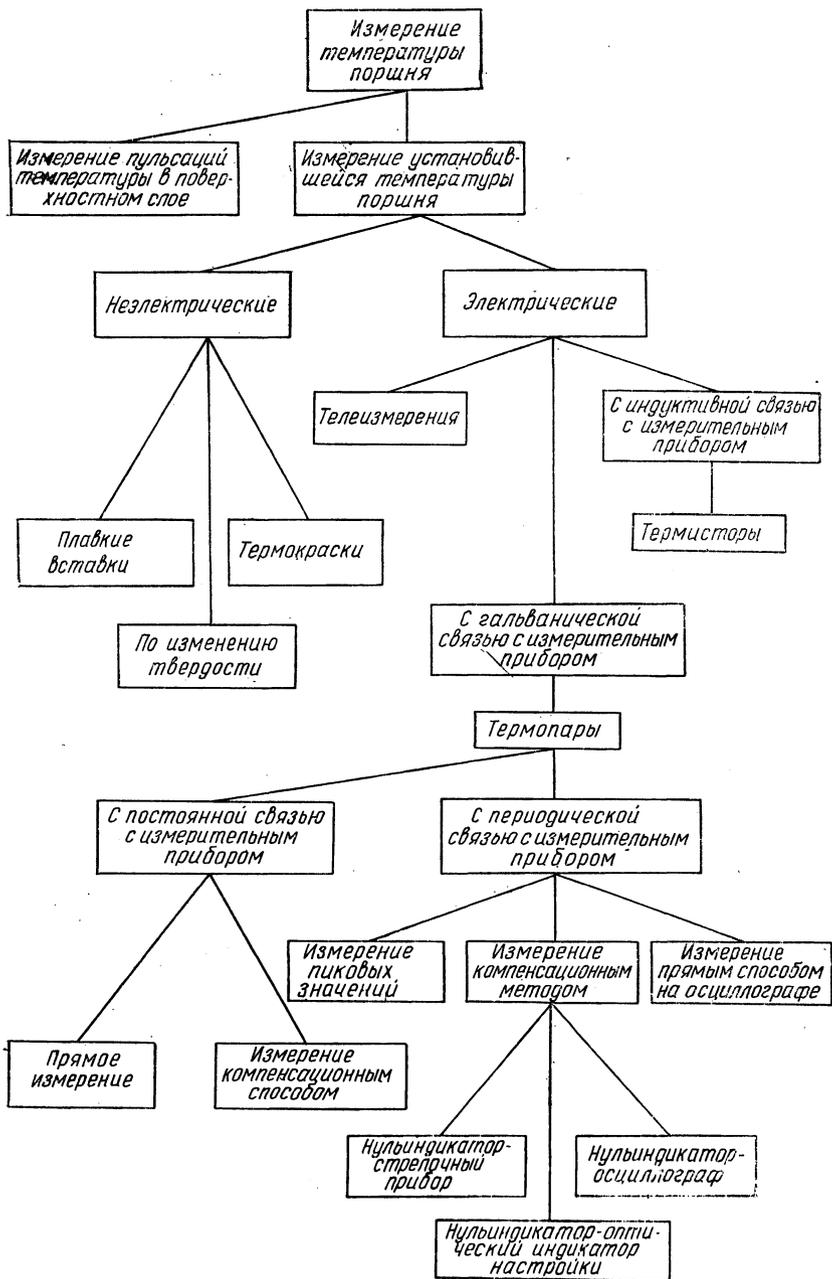


Рис. 1. Классификация методов измерения температуры поршней.

пар, образованных объединенными термоэлектродами с материалом поршня.

Объектом исследования является двигатель Д-50 Минского моторного завода — четырехтактный четырехцилиндровый вихрекамерный дизель водяного охлаждения, предназначенный для установки в качестве силового агрегата на тракторы класса 1,4 т и другие машины. Номинальная мощность двигателя 50 л. с. при 1600 об/мин.

Задачей работы являлось исследование зависимости температуры цилиндрично-поршневой группы (поршня, головки блока цилиндров, гильзы) от режима работы двигателя.

С этой целью в поршне было установлено пять термопар в наиболее характерных точках (рис. 2): в центре лунки днища (точка 1), в центре днища (точка 2), на периферии днища по оси коленчатого вала (точка 3), на периферии днища со стороны, противоположной вихревой камере (точка 4), на боковой поверхности над верхним компрессионным кольцом со стороны вихревой камеры (точка 5).

В головке было установлено две термопары: в перемычке между вставкой вихревой камеры и впускным клапаном\* (точка 6) и соответственно выпускным клапаном (точка 7). В гильзе термопары были установлены в наиболее нагретом верхнем бурте со стороны вихревой камеры (точка 8) и с противоположной стороны (точка 9).

Опыты проводились при двух различных углах опережения

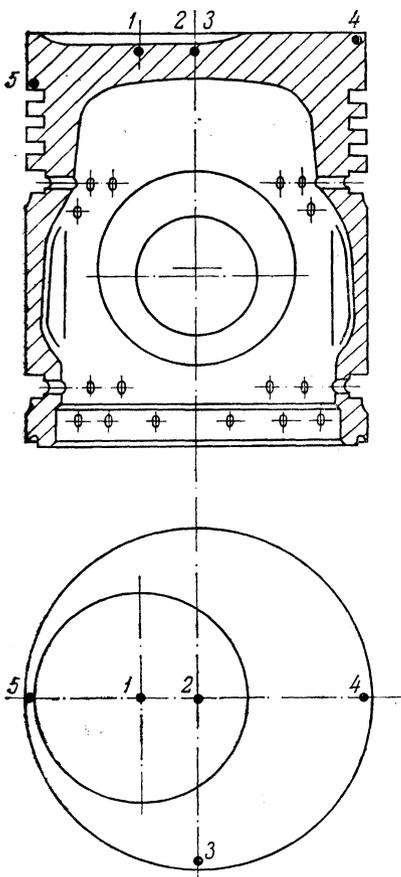


Рис. 2. Места заделки термопар в поршне из сплава АЛ-10В.

выпуска топлива. Было два комплекта поршней из разных материалов: из сплавов АЛ-10В и АЛ-25. Эти сплавы имеют разное содержание кремния и вследствие этого существенно отличаются

\* Места установки термопар обозначены точками 6, 7, 8, 9, которые на рис. 2 не показаны.

друг от друга по своим физическим свойствам, поэтому очень важно знать различие их теплового состояния при одинаковых условиях работы.

Некоторые результаты исследований, касающихся теплового состояния деталей двигателя с поршнями из сплава АЛ-10В, были опубликованы ранее [3].

*1. Зависимость температуры деталей от нагрузки при постоянном числе оборотов.* С увеличением нагрузки возрастает цикловая подача топлива, и таким образом увеличивается количество топлива, сгорающего в единицу времени, и соответственно увеличивается количество тепла, которое передается стенкам цилиндра. Поэтому температура деталей повышается. Как показали опыты, с увеличением нагрузки при номинальном числе оборотов температура деталей возрастает практически по линейному закону.

При изменении среднего эффективного давления  $p_e$  от 0,97 до 7,25 кг/см<sup>2</sup> ( $N_e = 61$  л. с.) температура деталей двигателя с поршнями из сплава АЛ-10В возрастает так:

поршень: центр лунки днища (точка 1) — со 182 до 295°C; центр днища (точка 2) — со 187 до 302°C; периферия днища по оси коленчатого вала (точка 3) — со 159 до 227°C; периферия днища со стороны, противоположной вихревой камере (точка 4), — со 161 до 236°C; над верхним компрессионным кольцом со стороны вихревой камеры (точка 5) — со 173 до 259°C;

головка: в перемычке между вставкой вихревой камеры и впускным клапаном (точка 6) — со 196 до 286°C; в перемычке между вставкой вихревой камеры и выпускным клапаном (точка 7) — со 190 до 284°C;

гильза: в верхнем бурте со стороны вставки вихревой камеры (точка 8) — со 161 до 240°C; с противоположной стороны (точка 9) — со 112 до 145°C.

Из деталей, образующих рабочий объем цилиндра, минимальную температуру имеет гильза, максимальную — поршень. При этом в верхнем бурте гильзы по диаметру имеет место значительный перепад температур (около 85°C) между точкой со стороны вихревой камеры и диаметрально противоположной. Такую разность температур можно объяснить местным перегревом в зоне вставки вихревой камеры, имеющей температуру порядка 600—700°C.

*2. Зависимость температуры деталей от числа оборотов при постоянном крутящем моменте.* С возрастанием числа оборотов возрастает количество тепла, передающегося стенкам в единицу времени, вследствие увеличения частоты циклов. Следовательно, с ростом числа оборотов возрастает и температура деталей.

Зависимость температуры деталей от числа оборотов при постоянном крутящем моменте является линейной на всем диапазоне их изменения.

При возрастании числа оборотов от 1100 до 1950 об/мин, когда была достигнута эффективная мощность 60,2 л. с., температура деталей изменилась следующим образом:

поршень: точка 1—с 232 до 291°C; точка 2—с 241 до 297°C; точка 3—со 184 до 224°C; точка 4—со 193 до 242°C;

головка: точка 6—с 236 до 302°C; точка 7—с 224 до 299°C; гильза: точка 8—со 188 до 242°C; точка 9—со 122 до 143°C.

*3. Зависимость температуры деталей от нагрузки и числа оборотов при работе по регуляторной характеристике.* При работе двигателя по регуляторной характеристике изменение температуры деталей, образующих рабочий объем цилиндра, находится в строгой зависимости от изменения мощности. Максимум температур при этом отмечается не в режиме максимального крутящего момента, а в режиме максимальной мощности. Это следует объяснить тем, что в режиме максимальной мощности по сравнению с режимом максимального крутящего момента число оборотов и часовой расход топлива выше.

*4. Зависимость температуры деталей от интенсивности охлаждения двигателя.* При повышении температуры охлаждающей воды температура деталей возрастает.

Исследования показали, что эта зависимость линейная. С повышением температуры охлаждающей воды на 30° (с 59 до 89°C) при постоянной мощности (49,25 л. с.) и числе оборотов 1600 об/мин температура деталей возросла следующим образом:

поршень: точка 1—с 249 до 273°C; точка 2—с 259 до 285°C; точка 3—со 193 до 219°C; точка 4—со 197 до 225°C;

головка: точка 6—с 242 до 271°C; точка 7—с 233 до 269°C;

гильза: точка 8—со 196 до 237°C; точка 9—со 109 до 142°C.

Перепад температуры охлаждающей воды на входе и выходе из двигателя определялся по показаниям двух ртутных термометров и составлял 4—5°C.

Таким образом, повышение температуры поршня составляет 0,8—0,85, а головки и гильзы 1—1,2 градуса на градус повышения температуры охлаждающей воды, т. е. температура воды оказывает большее влияние на температуру деталей, непосредственно омываемых водой (головка, гильза), и меньшее — на температуру поршня.

*5. Влияние угла опережения впрыска топлива.* Все приведенные данные были получены при угле опережения подачи топлива, равном 17° до верхней мертвой точки. При уменьшении угла опережения впрыска до 13° температуры деталей несколько снизились (центра днища поршня и головки — на 22, а гильзы — на 7—10°C), несмотря на то что температура выхлопных газов возросла. Объясняется это так: при большем угле опережения возрастает максимальное давление и температура цикла, что приводит

к увеличению теплоотдачи от газов к стенкам и, следовательно, к возрастанию температуры деталей, соприкасающихся с газами.

Распределение температуры по окружности днища поршня из сплава АЛ-10В при 1600 об/мин для случая угла опережения впрыска, равного  $17^\circ$ , показано на рис. 3. Как видно, температура по днищу поршня распределена неравномерно. Местный перегрев в районе точки 5 (см. рис. 2) объясняется тем, что в этой зоне находится выход из тангенциального канала вставки вихревой камеры (показана штрих-пунктирной линией).

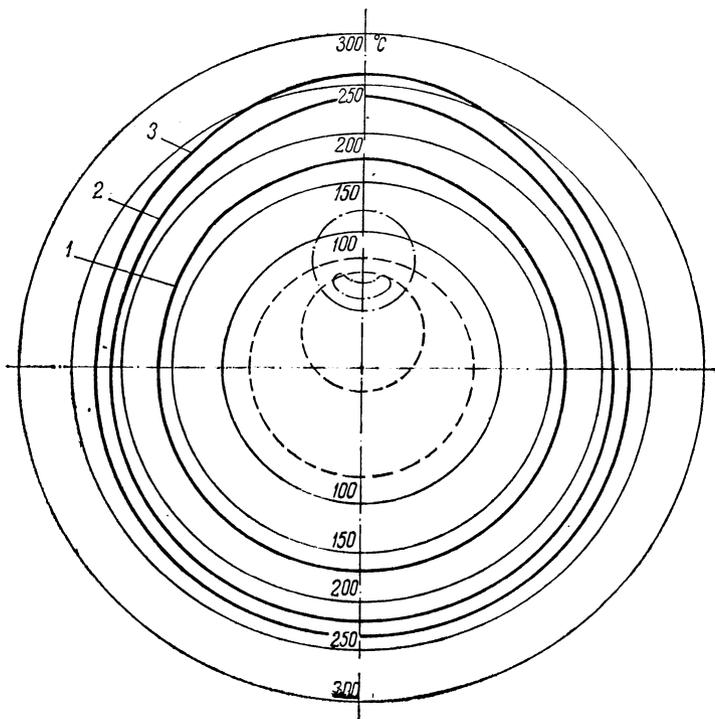


Рис. 3. Распределение температуры по окружности днища поршня из сплава АЛ-10В:

1 —  $p_e = 0,98$ ; 2 —  $p_e = 5,92$ ; 3 —  $p_e = 7,25 \text{ кг/см}^2$ .

6. Влияние материала поршня. При исследовании двигателя с поршнями из сплава АЛ-25 в поршне, геометрические размеры которого полностью идентичны размерам поршня из сплава АЛ-10В, было заделано четыре термомпары. Столько же термомпар было установлено в верхнем бурте гильзы по его окружности на равных расстояниях.

Как показали опыты, при изменении нагрузки  $p_e$  от 0,97 до 7,25 кг/см<sup>2</sup> при 1600 об/мин температура деталей возросла следующим образом:

поршень: центр лунки днища (точка 1) — со 198 до 314°C; периферия днища со стороны вставки вихревой камеры (точка 2) — со 188 до 305°C; канавка верхнего компрессионного кольца (точка 3) — со 161 до 252°C; периферия днища со стороны, противоположной вихревой камере (точка 4), — со 168 до 269°C;

гильза: точка 5 — по оси коленчатого вала со стороны IV цилиндра — со 112 до 205°C; точка 6 со стороны вставки вихревой камеры — со 159 до 265°C; точка 7 по оси коленчатого вала со стороны II цилиндра — со 105 до 187°C; точка 8 со стороны, противоположной вставке вихревой камеры, — со 105 до 187°C.

Зависимость температуры деталей от нагрузки в этом случае так же, как и в двигателе с поршнями из сплава АЛ-10В, является линейной.

С увеличением числа оборотов температуры деталей также возрастают линейно. При увеличении числа оборотов от 1100 до 2100 об/мин ( $N_e = 65,0$  л. с.) температура деталей изменилась следующим образом:

поршень: точка 2 — с 245 до 329°C; точка 3 — с 200 до 258°C;

гильза: точка 5 — со 155 до 210°C; точка 6 — с 211 до 296°C; точки 7 и 8 — со 148 до 199°C.

Точки 1 и 4 в поршнях из сплава АЛ-10В и АЛ-25 совершенно идентичны. Исследования показали, что температура поршня из сплава АЛ-25 на 15—20° выше температуры поршня из сплава АЛ-10В на одинаковых режимах. Это можно объяснить тем, что поршень из сплава АЛ-25, отличающегося повышенным содержанием кремния (11% вместо 5 в сплаве АЛ-10В), обладает меньшей теплопроводностью. Следует отметить, что поршень из сплава АЛ-25 более жаростойкий.

Исследования теплового состояния гильзы подтвердили наличие высокого перепада температуры по окружности верхнего бурта. На рис. 4 показано распределение температуры по окружности гильзы. Температуры измерены на номинальном числе оборотов при различных значениях  $p_e$ . Как видно, распределение температуры в верхнем бурте гильзы неравномерно.

Измерения температуры выхлопных газов непосредственно у выпускных клапанов каждого цилиндра, проводившиеся с целью определения равномерности работы двигателя по цилиндрам, показали, что температура выхлопных газов отдельных цилиндров различается не более чем на 30—40°. Наиболее нагруженным цилиндром является третий (тот, тепловое состояние деталей которого исследовалось), наименее нагруженным — второй. Температура выхлопных газов, измеренная за коллектором, оказалась

выше среднеарифметической температуры, измеренной у клапанов отдельных цилиндров.

В результате исследований установлено, что форсирование двигателя без превышения максимально допустимой (с точки зрения механической прочности материала) температуры поршня ( $350\text{--}370^\circ\text{C}$ ) возможно по нагрузке до  $p_e = 9,0 \text{ кг/см}^2$  при номи-

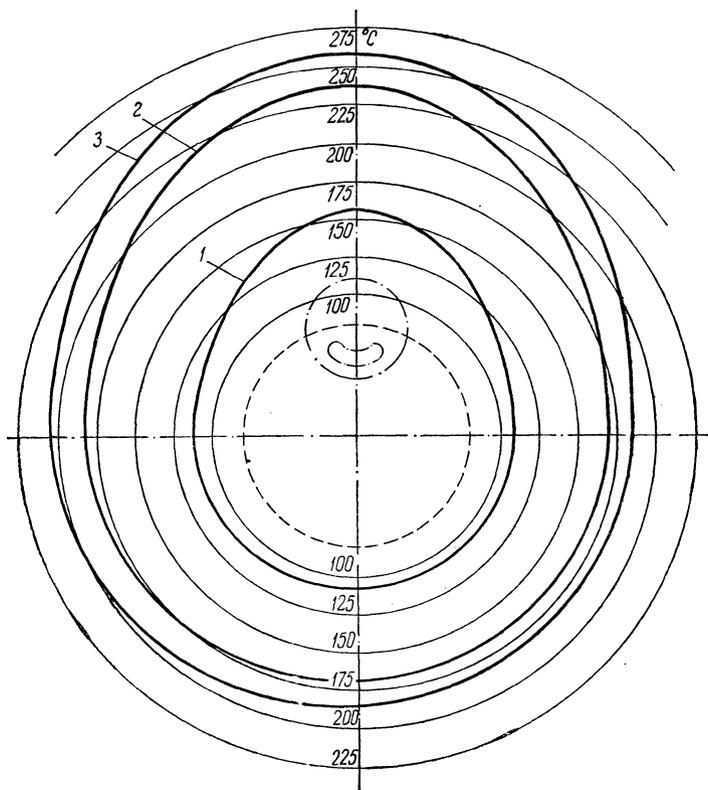


Рис. 4. Распределение температуры по окружности гильзы цилиндра:

1 —  $p_e = 0,98$ ; 2 —  $p_e = 5,92$ ; 3 —  $p_e = 7,25 \text{ кг/см}^2$

нальном числе оборотов ( $1600 \text{ об/мин}$ ) или по числу оборотов до  $2250 \text{ об/мин}$  при среднем эффективном давлении, близком к номинальному ( $5,84 \text{ кг/см}^2$ ). Однако при форсировании двигателя по нагрузке до  $p_e = 8,0 \text{ кг/см}^2$  при номинальном числе оборотов ( $1600 \text{ об/мин}$ ) без наддува или по числу оборотов до  $2100 \text{ об/мин}$  при среднем эффективном давлении, близком к номинальному

(5,84 кг/см<sup>2</sup>), температура в зоне верхнего компрессионного кольца достигает таких величин (250—260°C), при которых возможно закоксовывание и залегание колец.

#### Л и т е р а т у р а

1. Волчок Л. Я., Эсаулов Н. Г. Измерение температуры поршней двигателей внутреннего сгорания. Тр. ЦНИДИ, вып. 28, 1955. 2. Волчок Л. Я., Адамов В. М. К вопросу об измерении температуры движущихся деталей машин. «Изв. вузов СССР. Энергетика», 1967, № 9. 3. Адамов В. М. Тепловое состояние некоторых деталей двигателя Д-50. «Промышленность Белоруссии», 1966, № 6.

А. Н. Сарапин, Г. М. Кокин

## ДОЛГОВЕЧНОСТЬ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Повышение производительности и снижение эксплуатационных расходов автомобилей и тракторов неразрывно связано с повышением надежности и долговечности устанавливаемых на них двигателей.

Под надежностью двигателя понимается способность обеспечивать работу машин в течение рабочей смены без вынужденных простоев по техническим причинам, связанным с устранением неисправностей; под долговечностью — способность длительной работы двигателя с перерывами для технического обслуживания и производства текущего ремонта. Долговечность двигателя характеризуется его техническим ресурсом, т. е. сроком службы до капитального ремонта. Срок службы двигателя для автомобилей измеряется в километрах пробега, а для трактора в часах работы.

Надежность и долговечность двигателя зависят от конструктивных и технологических факторов и условий эксплуатации.

К числу конструктивных и технологических факторов относятся: правильный выбор типа двигателя, величины мощности и характеристики его для установки на той или иной машине; улучшение организации рабочего процесса двигателя; применение надлежащих материалов для деталей, их термическая обработка, упрочнение, антикоррозийная и антиабразивная защита рабочих поверхностей с обеспечением надлежащей смазки; соблюдение геометрии деталей с обеспечением оптимальных рабочих зазоров, чистота обработки и качество приработки рабочих поверхностей, прочность и жесткость и т. д.

Основными элементами, обуславливающими долговечность двигателя, являются: рациональная научно обоснованная организация технического обслуживания, качество эксплуатационных материалов, режимы работы машин, дорожные и другие условия.

Конструкция выпускаемых двигателей непрерывно совершенствуется. Это относится как к удельным показателям (литровая мощность, топливная экономичность, собственный вес и габариты двигателей), так и к долговечности и надежности двигателей.

Повышение литровой мощности двигателей при сохранении или даже уменьшении веса и габаритов увеличивает нагрузки на детали. В таких случаях необходимо применять дополнительные меры по сохранению и увеличению износоустойчивости рабочих поверхностей и увеличению прочности.

С целью сохранения средней скорости поршня в допустимых пределах и уменьшения износов гильз, цилиндра и поршня, а также для лучшей организации рабочего процесса двигателя практикуется уменьшение отношения хода поршня к диаметру цилиндра.

С 1964 г. по настоящее время моторесурс автотракторных двигателей увеличился в 1,5—2 раза (табл. 1).

Срок службы автотракторных двигателей до первого капитального ремонта

Таблица 1

Модель двигателя	Завод-изготовитель	Год выпуска			
		1964	1965	1966	1967*
Бензиновые двигатели (тыс. км пробега)					
ЗИЛ-130	ЗИЛ	100	120	150	200
М-21	ЗАМЗ	120	125	180	225
ГАЗ-53	ЗАМЗ	100	—	150	200
МЗМА-408	МЗМА	75	85	100	—
МеМЗ-966	МеМЗ	50	50	75	—
Дизеля (час работы)					
ЯМЗ-236	ЯМЗ	2500	4000	5000	6000
ЯМЗ-238	ЯМЗ	2500	4000	5000	6000
СМД-14	3-д „Серп и молот“	3000	3500	4500	—
Д-50	ММЗ	2500	3000	4500	5000
Д-37М	ВТЗ	3000	3500	4500	5000

Примечание. Для двигателей выпуска 1967 г. приведены данные по планируемому сроку службы.

Одним из сложных вопросов повышения общей долговечности двигателя является обеспечение одинакового срока службы всех основных его деталей, подлежащих капитальному ремонту. При этом срок работы до ремонта определяется с учетом большинства наиболее долговечных деталей и сопряжений. Безремонтный срок службы автотракторного двигателя зависит от долговечности прежде всего таких деталей, как коленчатый вал и его вкладыши, поршневые кольца, поршни и гильзы цилиндров, клапаны и клапанные пружины, подшипники шатуна и поршневой палец, головка блока.

1. Мероприятия по повышению долговечности основных деталей. Вкладыши подшипников коленчатого вала. В оте-

чественных автотракторных двигателях получили применение биметаллические вкладыши с антифрикционным слоем толщиной 0,3—0,7 мм из свинцовистого баббита СОС-6-6 (для карбюраторных двигателей) или алюминиевого сплава АСМ (для дизелей). Однако такие вкладыши уже не удовлетворяют возросшим требованиям двигателестроения, так как имеют недостаточный срок службы.

Применение трехслойных вкладышей с антифрикционным слоем СОС-6-6 на медно-никелевом подслое для карбюраторных двигателей дало повышение усталостной прочности на 20%, несколько увеличилась долговечность вкладышей и уменьшился износ шеек.

Дальнейшее повышение долговечности двигателей требует улучшения материала вкладышей коленчатого вала. В настоящее время антифрикционными материалами вкладышей, обеспечивающих высокую долговечность подшипников, для карбюраторных двигателей являются алюминиевый сплав АО-20, для дизелей — свинцовистая бронза БрС-30 и сплав АО-20.

Основными направлениями по увеличению долговечности вкладышей являются: повышение качества и точности изготовления ленты для вкладышей; увеличение точности сопрягаемых деталей; выбор оптимальных зазоров; применение триметаллических стале-алюминиевых вкладышей АО-20 и свинцовистой бронзы БрС-30.

**Поршневые кольца.** Срок работы автотракторных двигателей до ремонта зависит в первую очередь от долговечности маслосъемных колец и верхнего компрессионного кольца.

Низкая долговечность чугунных колец в основном вызывается несовершенством технологии их изготовления. На срок службы колец оказывает также влияние коробление гильз цилиндров.

Для увеличения срока службы поршневых колец ведутся работы в следующих направлениях: совершенствуется технология изготовления колец; разрабатываются методы получения беспросветных колец; применяется покрытие рабочей поверхности верхнего компрессионного кольца слоем пористого хрома; используются двойные скребковые маслосъемные кольца, покрытые слоем хрома (Минский моторный завод — ММЗ).

Преимущества двойных скребковых маслосъемных колец заключаются в их хорошей приспособляемости к неровностям гильзы. При этом обеспечивается высокая износостойкость колец и незначительный угар масла.

Внедрены трапецеидальные компрессионные кольца (ЯМЗ).

Для изготовления колец применяются материалы, обладающие высокой износостойкостью и жаропрочностью (чугуны, легированные вольфрамом и молибденом). Используются также стальные хромированные кольца вместо чугунных.

Ведутся работы по внедрению металлокерамических компрессионных колец, которые имеют износостойкость в 1,5—2 раза больше по сравнению с чугунными. При испытаниях на двигателе

ЗИЛ-130 эти кольца наработали 180 тыс. км пробега. При испытании на двигателе М-21 износостойкость верхнего компрессионного кольца увеличилась в два раза, а маслосъемного — в пять раз, износ гильз уменьшился на 18%.

Поршень. Долговечность поршня определяется износом юбки, торцов канавки верхнего компрессионного кольца и отверстий бобышек. Делаются попытки упрочить поршень в результате применения более износостойких материалов. Вместо алюминиевого сплава АЛ-10В для изготовления поршней автотракторных двигателей внедрен сплав АЛ-25, имеющий более высокую износостойкость и коррозионную стойкость, меньший коэффициент линейного расширения. Последнее свойство этого материала допускает уменьшение зазоров между гильзой и поршнем. Использование сплава АЛ-25 для изготовления поршня значительно повышает износостойкость всех его рабочих поверхностей.

Для увеличения износостойкости рабочей поверхности бобышек применяют раскатку роликом, а верхние кольцевые канавки упрочняются путем накатки торцов. Отдельные заводы для упрочнения верхней канавки поршня проводят работы по внедрению вставки в зоне верхнего кольца из жаропрочного чугуна (нирезист).

Для увеличения долговечности поршней необходимо также повышение точности их изготовления и улучшение геометрии гильз цилиндров.

Гильзы цилиндров. Работоспособность гильзы цилиндра определяется совокупностью таких факторов, как материал гильзы, чистота обработки и твердость рабочей поверхности, достаточность смазки и др. В настоящее время для изготовления гильз цилиндров автотракторных двигателей широко применяют серые легированные чугуны СЧ 21-40, СЧ 24-44 с закалкой рабочей поверхности на глубину 1—2 мм.

Анализ износа гильз из серого чугуна показывает, что максимальный износ гильзы (до 0,3 мм) происходит на расстоянии 50 мм от верхнего торца в зоне сухого трения; ниже этого уровня величина износа снижается и остается постоянной (до 0,05 мм) по всей длине цилиндра. Для упрочнения гильзы в верхнюю ее часть запрессовывают вставки (короткие гильзы) длиной 50 мм и толщиной 2 мм из специального жаропрочного чугуна (нирезист). Такие кислотоупорные жаропрочные короткие гильзы увеличивают долговечность цилиндров в 1,5—2 раза. Для этих гильз применяют высоколегированный кислотоупорный чугун с содержанием 15—17% никеля.

Проводятся работы по внедрению гильз из хромокремнистого чугуна. Применение этого чугуна для гильз дает уменьшение износа в 2—2,5 раза. Хромокремнистый чугун имеет такую же износостойкость, как и нирезист — 1 мк на 1000 км пробега.

Повышение износостойкости зеркала цилиндра также достигается путем применения износостойких покрытий. Таким покрытием является хромирование зеркала цилиндра пористым хромом толщиной 0,05—0,08 мм. Хромирование зеркала цилиндра обеспечивает уменьшение износа в 6—8 раз (0,2 мк на 1000 км пробега).

Выпускной клапан. Выпускной клапан является одной из наиболее напряженных деталей двигателя. В процессе работы двигателя выпускные клапаны подвергаются воздействию высоких температур (700—900°C) и коррозионно-агрессивной среды выхлопных газов. Увеличение мощности двигателей и использование высокооктановых этилированных бензинов привело к значительному повышению температуры и агрессивности выхлопных газов.

Наиболее характерными повреждениями выпускных клапанов являются: прогарание рабочих фасок, обрыв клапанов по стержню, зависание клапанов во втулке.

По упрочнению выхлопного клапана проводились следующие работы: применение высококачественных жаропрочных сталей ЭИ-69 (ЯМЗ), ЭИ-107 (ММЗ, харьковский завод «Серп и молот»), ЭП-48 (МЗМА) и др.; применение натриевого охлаждения (ЗИЛ, ГАЗ); наплавка головки клапана стойким сплавом (стеллитом) типа кобальтового ВЗК (ЗИЛ, ГАЗ); применение металлокерамических направляющих втулок клапанов.

Шатуны. Материалом для изготовления шатуна у большинства двигателей является сталь 40Х.

Долговечность шатуна удается увеличить в результате применения дробеструйной обработки (увеличивает усталостную прочность на 15—20%), сталевонзовых втулок верхней головки, обкатки роликом отверстия в верхней головке, проверки наличия микротрещин на магнитном дефектоскопе.

Проводились работы по замене стали 40Х на сталь 40ХТМ, усталостная прочность которой в два раза больше.

Коленчатый вал. Долговечность коленчатого вала определяется твердостью и чистотой обработки рабочих поверхностей шеек, точностью выполнения основных элементов геометрии заданными техническими требованиями (эллипсность и конусность шеек, биение шеек и т. д.), а также жесткостью блока цилиндров. Для изготовления коленчатого вала у большинства автотракторных двигателей применяется сталь 45 селек с закалкой шеек токами высокой частоты до 4 мм. Такие валы имеют моторесурс до первого капитального ремонта для карбюраторных двигателей 100—150 тыс. км пробега и для дизельных 4—5 тыс. час работы с незначительным абсолютным износом шеек (0,02—0,04 мм).

Литые коленчатые валы из высокопрочного чугуна ВЧ-50-1,5 (ГАЗ), применяемые в ряде карбюраторных двигателей, имеют износ в два раза меньше, чем кованные, и долговечность в пределах 200 тыс. км пробега.

Для дизельных двигателей коленчатые валы начали изготавливать из стали, рафинированной синтетическими шлаками. Такие валы обладают хорошими эксплуатационными и прочностными качествами (ЯМЗ — сталь 50Г2, ММЗ — сталь 45СШ). Применение стали, рафинированной синтетическими шлаками, позволяет увеличить прочность вала на 15—20%.

**Головка блока.** Наиболее характерными повреждениями головки блока в процессе работы являются трещины по перемычкам между отверстиями клапанов и вставкой камеры сгорания у дизелей и прогорание гнезд клапанов.

Внедрение искусственного старения головок дало резкое снижение трещинообразования и коробления головок. Кроме того, для устранения трещинообразования головок на отдельных двигателях (СМД-14) введены термокомпенсационные прорезы на нижней плите головки, обеспечивающие свободную тепловую деформацию нижней плоскости на участках опасных сечений. Упрочнение гнезд проводится путем установки сменных вставок из жароупорного чугуна (ЯМЗ, ГАЗ, ЗИЛ и др.).

**Блоки цилиндров.** Основными дефектами блока являются недостаточная жесткость и коробление во время работы. Жесткость блока повышается в результате устройства плоскости разъема картера ниже оси коленчатого вала, применения полноопорных коленчатых валов и оребрения в области перемычек коренных опор. Применение искусственного старения блоков (ЯМЗ, ММЗ) снизило деформации блока и обеспечило стабильность геометрических размеров в процессе эксплуатации. Большое значение имеет соблюдение точности исполнения основных размеров блока: расточки постелей, непрямолинейности привалочных плоскостей и др.

**2. Защита от абразивного износа.** Одним из основных путей увеличения долговечности двигателей является защита деталей от абразивного износа.

Абразивные частицы могут попадать в двигатель с воздухом, с маслом и с топливом, а также в результате неправильной технологии сборки двигателя. При попадании абразивных частиц в двигатель происходит быстрый износ деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, топливной аппаратуры и других деталей.

При изготовлении деталей необходимо тщательно очистить блок, коленчатый и распределительный валы и другие детали от формочной земли, опилок, стружки. Загрязнение деталей повышает износы и задиры рабочих поверхностей деталей в начальный период работы двигателя.

Работы по улучшению очистки масла сводятся в основном к усовершенствованию конструкции масляных фильтров. В частности, на двигателях тракторов и некоторых грузовых машин была

установлена масляная центрифуга для очистки масла. Применение полнопоточной центрифуги для очистки масла снижает износ шеек коленчатых валов в 1,5—2 раза.

В качестве фильтров для очистки масла на грузовых автомобилях и тракторах, очевидно, найдут применение полномочные центрифуги, на легковых автомобилях — полнопоточные бумажные фильтры.

Для улучшения очистки дизельного топлива проводятся работы по внедрению в качестве фильтра тонкой очистки бумажного фильтрующего элемента, имеющего высокую тонкость фильтрации и высокий срок службы.

Очистка воздуха, засасываемого в цилиндр двигателя, имеет первостепенное значение. Попадающая вместе с воздухом пыль вызывает усиленный износ клапанов и их седел, гильз цилиндров, поршней и поршневых колец. Пыль попадает также в масляный картер двигателя и приводит к усиленному износу подшипников и других деталей двигателя.

Проводятся работы по улучшению конструкций воздухоочистителей. В большинстве двигателей применяется фильтрующий элемент, изготовленный из капронового волокна (щетины), обладающий хорошими фильтрующими качествами. Фильтрующие элементы, изготовленные из капроновой щетины, позволяют уменьшить износ деталей гильзо-поршневой группы в 1,5—2 раза по сравнению с кассетами из проволоочной путанки.

В настоящее время проводятся исследования по созданию конструкций воздухоочистителей с бумажными фильтрующими элементами, имеющими очень высокие фильтрующие свойства: коэффициент пропуска пыли для бумажных фильтров составляет 0,01—0,05%, а для кассет с капроновой или проволоочной набивками — 1,2—1,5%.

*3. Защита от коррозионного износа.* Коррозионный износ деталей представляет собой результат химического и электрохимического разрушения трущихся поверхностей под действием кислот и газов. Наиболее интенсивно он протекает при низком температурном режиме двигателя.

В процессе сгорания топлива в цилиндрах двигателя образуются водяные пары, а также сернистый газ, если в топливе содержится сера и углекислый газ. При определенных условиях происходит конденсация водяных паров и образование кислот, которые воздействуют в первую очередь на детали гильзо-поршневой группы. Увеличение содержания серы в топливе вызывает более интенсивный коррозионный износ деталей двигателя, особенно при работе с низким температурным режимом. Сернистый газ и пары воды, попадающие в масляный картер с отработавшими газами, также вызывают коррозионный износ деталей коленчатого и распределительного валов.

Опытными данными установлено, что коррозия цилиндров и других деталей возрастает при температуре охлаждающей воды ниже 75°C, а повышение температуры до 90—95°C не увеличивает износа. При понижении температуры воды и масла с 75 до 50°C общий износ деталей двигателя увеличивается в 1,6 раза, а при понижении температуры до 25°C — в 5 раз.

Для защиты деталей двигателя от коррозионного износа разрабатываются и совершенствуются такие эффективные средства, как поддержание нормальной рабочей температуры двигателя (термостаты, жалюзи), вентиляция картера для удаления отработавших газов и паров топлива, применение масел с антикоррозийными присадками (ВНИИ НП-360 и др.), пусковых подогревателей, вставок поршней и гильз из жароупорных антикислотных материалов и др.

4. *Условия эксплуатации.* Как отмечалось, основными элементами, обуславливающими долговечность двигателя и его техническое состояние в период эксплуатации, являются техническое обслуживание, качество эксплуатационных материалов, режимы эксплуатации и дорожные условия.

Техническое обслуживание является профилактическим мероприятием, проводимым в плановом порядке через определенный километраж пробега автомашин или определенные часы работы тракторов, и устанавливается заводскими инструкциями в соответствии с табл. 2.

Примерная периодичность технического обслуживания

Таблица 2

Тип машины	Ежедневное обслуживание	Техническое обслуживание № 1	Техническое обслуживание № 2
Автомобили (км пробега)	Ежедневно	1700	8500
Тракторы (час работы)	Ежедневно	240	960

Назначение технического обслуживания состоит в том, чтобы своевременно предупредить интенсивное изнашивание деталей и предупредить неисправности путем своевременного выполнения регулировочных, смазочных и крепежных работ.

Периодичность технического обслуживания автомобилей в табл. 2 указана при условии эксплуатации автомобилей на дорогах с асфальтобетонным покрытием, находящихся в хорошем состоянии. При эксплуатации автомобилей на дорогах с худшим покрытием и дорогах, находящихся в плохом состоянии, периодичность технического обслуживания сокращается. Для тракторов, кроме указанной в табл. 2 периодичности, проводится также техническое

обслуживание через 60 час работы, предусматривающее, кроме выполнения ежесменного технического обслуживания, промывку масляных фильтров, смазку подшипников водяного насоса, удаление отстоя из топливного бака и др.

Ежедневное техническое обслуживание выполняется водителем или трактористом после окончания рабочего дня, при многосменной работе оно осуществляется после каждой смены. Техническое обслуживание автомобилей должно проводиться в закрытых помещениях, на специально оборудованных постах. Для тракторов ежедневное обслуживание и техническое обслуживание № 1 желательно проводить на полевом стане тракторной бригады с помощью передвижных мастерских, а техническое обслуживание № 2— в закрытом помещении в мастерской хозяйства.

Интенсивность износа деталей двигателя зависит от качества моторного масла и топлива. От качества моторного масла зависит и такой эксплуатационный показатель, как быстрота нагарообразования на поршнях, поршневых кольцах и в камере сгорания. Для улучшения качества масла во время работы к маслам добавляют специальные присадки. Очень часто к маслам добавляют многофункциональные присадки, которые сочетают несколько функций — антиокислительные, противокоррозийные и моющие (противонагарные). Такими присадками являются ВНИИ НП-360, МНИ НП-22к, СБ-3 и др. Применение присадки ВНИИ НП-360 устраняет вредное влияние серы в топливе на работу дизеля. Введение присадки СБ-3 в масло АС-6 в 3—4 раза снижает износы двигателя.

Большое содержание в топливе вредных примесей, таких, как сера, зола, смола, ухудшает его свойства и увеличивает износ двигателя. Так, большой процент серы вызывает повышенный износ деталей, увеличивает нагарообразование и ускоряет старение масла. При увеличении содержания в топливе серы с 0,046 до 0,357% износ гильз цилиндров возрастает в 2,5—3 раза.

Для надежной и долговечной работы двигателя качество жидкости, применяемой для его охлаждения, имеет не меньшее значение, чем качество масла и топлива. Для охлаждения необходимо применять «мягкую» воду (дождевую или снеговую), дающую незначительное количество отложений (накипи) в системе охлаждения. Наличие накипи ухудшает отвод тепла от стенок цилиндров, приводит к перегреву деталей двигателя. Жесткую воду (колодезную или ключевую) необходимо смягчать. В зимнее время для охлаждения рекомендуется использовать этиленгликолевую смесь по ГОСТ 159—52 и другие жидкости (антифризы), замерзающие при низкой температуре.

Уже было отмечено, что одним из основных условий долговечной и надежной работы двигателя являются стабильность и надлежащий уровень теплового режима. Нормальный температурный режим двигателя имеет место при температуре охлаждающей жид-

кости 85—95°C. При температуре охлаждающей жидкости ниже 75°C увеличивается коррозионный износ деталей двигателя. Одновременно при низких температурах из-за большой вязкости масла возрастают потери на трение и снижается экономичность двигателя, а также происходит конденсация паров топлива, в результате чего смывается масло со стенок цилиндров и повышается износ деталей.

При перегреве двигателя снижается вязкость масла, что ухудшает условия смазки, повышается нагрев деталей, что вызывает быстрое окисление масла, выпадение различных осадков, которые, попадая в кольцевые канавки, приводят к залеганию колец.

Перегрев двигателя способствует также чрезмерному расширению деталей, уменьшению зазоров в соединениях и повышенному трению.

Долговечность и надежность работы двигателя и его экономичность зависят от режимов (нагрузки и числа оборотов), на которых большую часть времени работает двигатель.

Дорожные условия также влияют на долговечность двигателя. Повышенный износ деталей двигателя при работе на дорогах с плохим покрытием определяется переменным режимом его работы, при котором изменяются условия смазки и тепловой режим, происходит разжижение смазки и другие явления.

Обороты автомобильного двигателя в зависимости от условий дороги могут изменяться на 1 км пути в довольно широких пределах — колебание достигает 30—40% от номинальных оборотов. Только за счет изменения режимов движения при работе на грунтовых дорогах в плохом состоянии срок службы двигателя до первого капитального ремонта снижается в среднем на 30—40%.

Важное значение для нормальной работы двигателя имеет своевременный переход на зимние условия работы. В зимний период возникает необходимость понижения температурного режима двигателя, что неизбежно ведет к ускоренному коррозионному износу деталей. Подготовка двигателей к зимней эксплуатации проводится при выполнении очередного технического обслуживания. Такая подготовка включает следующие основные работы: проверяют исправность термостата и регулируют его; проверяют исправности жалюзи, пробок радиатора и подогревателя; производят переход на зимнее топливо и зимнюю смазку; перекрывают кран «зима—лето» в системе смазки; для удержания тепла в холодное время готовят утеплительные чехлы для одевания на капот двигателя; в систему охлаждения заливают антифризы и др.

Таким образом, для повышения качества двигателей необходимо улучшать техническое обслуживание двигателей в эксплуатации и особенно обеспечивать оптимальные режимы их работы. Факторы эксплуатации являются основным резервом увеличения надежности и долговечности двигателей.

В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок, В. Е. Фрадин

## ОБРАБОТКА ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПОМОЩИ ЭЦВМ

Мощностные и экономические показатели двигателей внутреннего сгорания зависят от качества протекания их рабочего процесса. Для оценки степени совершенства рабочего процесса двигателей применяются индикаторные диаграммы, снятые при их испытаниях.

Значительный интерес при обработке индикаторных диаграмм представляет определение среднего индикаторного давления  $p_i$ , текущей температуры газов в цилиндре, кривой активного тепловыделения, закона сгорания и относительной скорости сгорания. По этим показателям можно установить продолжительность сгорания, распределение тепла в процессах сжатия, сгорания и расширения и другие величины, которые позволяют наиболее полно оценить степень превращения химической энергии топлива в работу.

Эти параметры можно получить только в результате математической обработки данных индикаторной диаграммы, используя результаты непосредственных измерений, полученные при испытании двигателей. Такая обработка индикаторной диаграммы является трудоемкой и требует много времени. Использование ЭЦВМ позволяет значительно облегчить процесс обработки индикаторных диаграмм.

Рассмотрим методику и программу обработки индикаторной диаграммы дизельного двигателя при помощи ЭЦВМ «Минск-22».

При расчете процесса сгорание — расширение тепло, выделившееся в результате сгорания, определяется на основании первого закона термодинамики:

$$dQ = dU + AdL + dQ_w + dQ_a, \quad (1)$$

где  $dU$  — бесконечно малое приращение внутренней энергии;  $AdL$  — теплота, эквивалентная работе расширения газов;  $dQ_w$  — потери тепла вследствие теплопередачи;  $dQ_a$  — потери тепла вследствие диссоциации продуктов сгорания.

Для дизельных двигателей потери тепла вследствие диссоциации не превышают 2%, поэтому при расчетах ими можно пренебречь.

Для решения уравнения (1) индикаторная диаграмма разбивается на равные небольшие участки  $\Delta\varphi$ , для каждого из которых уравнение первого закона термодинамики запишется так:

$$\Delta Q_n = \Delta U_n + A\Delta L_n + \Delta Q_w, \quad (2)$$

где  $n$  — номер расчетного участка.

После расчета каждого участка определяется общее количество тепла, выделившегося в конце рассматриваемого участка:

$$Q_n = Q_{n-1} + \Delta Q_n = U_n + AL_n + Q_{w_n}, \quad (3)$$

где  $U_n = U_{n-1} + \Delta U_n$  — изменение внутренней энергии в конце рассматриваемого участка;  $L_n = L_{n-1} + \Delta L_n$  — работа газовых сил в конце участка;  $Q_{w_n} = Q_{w_{n-1}} + \Delta Q_{w_n}$  — потери тепла вследствие теплопередачи в конце участка.

Относительное количество выделившегося тепла:

$$x_n = \frac{Q_n}{\beta_0 H_u} = \frac{U_n + AL_n}{\beta_0 H_u} + \frac{Q_{w_n}}{\beta_0 H_u} \quad (4)$$

или

$$x_n = x_{i_n} + x_{w_n}, \quad (4')$$

где  $\beta_0$  — цикловая подача топлива;  $H_u$  — низшая теплотворная способность топлива;  $x_n$  — доля топлива, сгоревшего в конце рассматриваемого участка;  $x_{i_n}$  — относительное количество тепла, затраченного на изменение внутренней энергии и совершение работы, — коэффициент активного тепловыделения;  $x_{w_n}$  — относительное количество тепла, потерянного вследствие теплопередачи.

Зависимость доли сгоревшего топлива от времени или угла поворота коленчатого вала представляет собой закон сгорания  $x = f(\varphi)$ . Скорость сгорания  $\frac{dx}{d\varphi}$  определяется путем численного дифференцирования закона сгорания.

Величина работы газовых сил на отдельных участках находится непосредственно по индикаторной диаграмме с помощью метода трапеций:

$$\Delta L_n = \frac{p_{n-1} + p_n}{2} (V_n - V_{n-1}), \quad (5)$$

где  $p_{n-1}$ ,  $p_n$  — соответственно давление в начале и конце рассматриваемого участка;

$V_{n-1}$ ,  $V_n$  — соответственно объемы в начале и конце рассматриваемого участка.

Изменение внутренней энергии газа на участке находится по формуле

$$\Delta U_n = \frac{A}{k_{n-1}} (p_n V_n - p_{n-1} V_{n-1}), \quad (6)$$

где  $k = \frac{c_p}{c_v}$  — среднее значение отношения теплоемкостей на участке;  $c_p$ ,  $c_v$  — соответственно теплоемкости рабочего тела при постоянном давлении и объеме.

При расчете процесса сгорания значение  $k$  для продуктов сгорания дизельного топлива и воздуха определяется по эмпирическому уравнению, предложенному И. И. Виббе [2]:

$$k_n = 1,259 + \frac{76,7}{T_{n\text{cp}}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\alpha}\right) x_{n\text{cp}}, \quad (7)$$

где  $T_{n\text{cp}}$  — средняя температура газов на участке;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;  $x_{n\text{cp}} = x_{n-1} + \frac{\Delta x_n}{2}$  — относительное количество тепла, выделившегося от начала сгорания до середины рассматриваемого участка.

Точность определения  $k$  по этому уравнению составляет в пределах температур 250—2800°K величину порядка  $\pm 0,05\%$ , а в пределах температур 750—850°K — около  $\pm 0,2\%$ .

Температура газов определяется из характеристического уравнения

$$T_n = \frac{p_n V_n}{848 M_n \mu_{x_n}}, \quad (8)$$

где  $M_n$  — количество молей газа в начале сгорания;  $\mu_{x_n}$  — текущий коэффициент молекулярного изменения,

$$\mu_{x_n} = 1 + (\mu - 1)x_n, \quad (9)$$

где  $\mu$  — действительный коэффициент молекулярного изменения.

При определении  $\mu_x$  и  $k$  за величину  $x_n$  на рассматриваемом участке принимается ее значение, вычисленное на предыдущем участке  $x_{n-1}$ . Ошибка, вносимая при таком допущении, будет незначительна в связи с малыми расчетными участками и малым влиянием величины  $x$  на значение коэффициента молекулярного изменения и отношение теплоемкостей.

При определении внутренней энергии в процессе сжатия значения  $k$  и  $\mu_x$  находятся следующим образом [2].

Для воздуха в пределах температур 300—1000°K (процесс сжатия)

$$k_n = 1,438 - 1,05 \cdot 10^{-4} T_n \quad (10)$$

и соответственно коэффициент молекулярного изменения  $\mu_x = 1$ .

Потери тепла от газа к стенкам на расчетном участке находятся из выражения

$$\Delta Q_{w_n} = \frac{\Delta\varphi}{6n \cdot 3600} \sum_{i=1}^{i=z} [\alpha_{r_n} (T_n - T_{w_i}) F_{x_i}]_{\text{ср}}, \quad (11)$$

где  $i$  — номер поверхности охлаждения (поршень, головка, гильза и др.);  $z$  — количество поверхностей охлаждения;  $\alpha_r$  — коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам;  $T_w$  — средняя температура стенки со стороны газа;  $\Delta\varphi$  — величина участка в градусах;  $F_x$  — поверхность теплообмена между газом и стенками цилиндра;  $n$  — число оборотов коленчатого вала.

В расчете учитывается изменение поверхности гильзы с изменением угла поворота коленчатого вала, а также изменение температуры гильзы по ее длине. Для остальных теплоотводящих поверхностей задается площадь охлаждения и ее температура.

Для определения коэффициента теплоотдачи имеется ряд формул. В расчетах для его приближенного нахождения принята формула Эйхельберга [1, 3]:

$$\alpha_{r_n} = 2,1 \sqrt[3]{c_m} \sqrt{p_n T_n}, \quad (12)$$

где  $c_m$  — средняя скорость поршня.

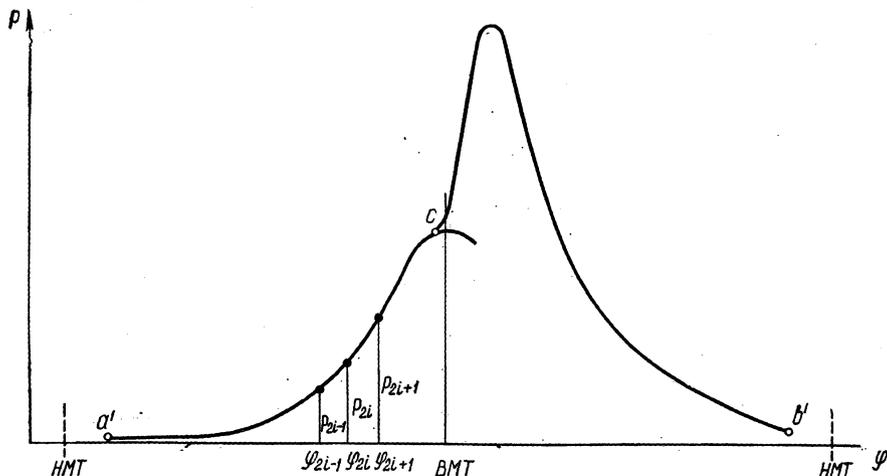


Рис. 1. Расчетная схема индикаторной диаграммы.

Обработка диаграммы ведется отдельно для периода сжатия (от момента закрытия впускного клапана  $a'$  до начала сгорания  $c$ ) и периода сгорание — расширение (от начала сгорания  $c$  до момента открытия выпускного клапана  $b'$  (рис. 1).

После расчета последнего участка индикаторной диаграммы производится повторный расчет части индикаторной диаграммы, соответствующий периоду сгорания — расширение. При определении текущего значения коэффициента молекулярного изменения по формуле (9) и отношения теплоемкостей по формуле (7) в расчетные формулы вместо значений  $x_{n-1}$  подставляют найденные ранее значения  $x_n$ .

Обрабатываемая индикаторная диаграмма разбивается на отдельные отрезки и задается в машину в виде таблицы, в которую заносятся углы и давления, соответствующие началу, середине и концу отрезка (см. рис. 1). Внутри отрезка индикаторная диаграмма заменяется кривой второго порядка и интерполируется машиной через заданный расчетный интервал  $\Delta\varphi$  град поворота коленчатого вала (град п. к. в.). Для этого сперва определяются коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} p_{2i-1} &= a\varphi_{2i-1}^2 + b\varphi_{2i-1} + c, \\ p_{2i} &= a\varphi_{2i}^2 + b\varphi_{2i} + c, \\ p_{2i+1} &= a\varphi_{2i+1}^2 + b\varphi_{2i+1} + c, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где  $i$  — номер отрезка индикаторной диаграммы.

Далее находятся текущие значения давлений газа через заданный интервал угла поворота коленчатого вала

$$p = a(\varphi_{2i-1} + \Delta\varphi k)^2 + b(\varphi_{2i-1} + \Delta\varphi k) + c, \quad (14)$$

где  $k$  — целое число, изменяющееся от 1 до  $\frac{\varphi_{2i+1} - \varphi_{2i-1}}{\Delta\varphi}$ .

Количество отрезков индикаторной диаграммы, задаваемых в машину, и их длина (в град п. к. в.) выбирается в зависимости от характера кривой давления индикаторной диаграммы.

Программой предусмотрена возможность разбивки каждого периода индикаторной диаграммы на 40 отрезков. Практически это позволяет задавать значения давлений через 4—5 град п. к. в.

Блок-схема программы расчета основных показателей рабочего процесса дизельного двигателя приведена на рис. 2.

Исходными данными для расчета, кроме давлений и соответствующих им углов поворота коленчатого вала, служат величины геометрических соотношений двигателя, данные, характеризующие режим работы, параметры начала сжатия и значения постоянных поверхности охлаждения и их температуры.

Исходные данные наносятся на перфоленты, результаты расчетов печатаются через два град п. к. в. на бумажной ленте. Для каждого расчетного участка находятся значения следующих величин:

$$p_n; V_n; T_n; L_n; U_n; Q_n; x_n; \left(\frac{dx_i}{d\varphi}\right)_n; Q_{w_n}; x_{w_n}; Q_n; x_n; \left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_n; p_i.$$

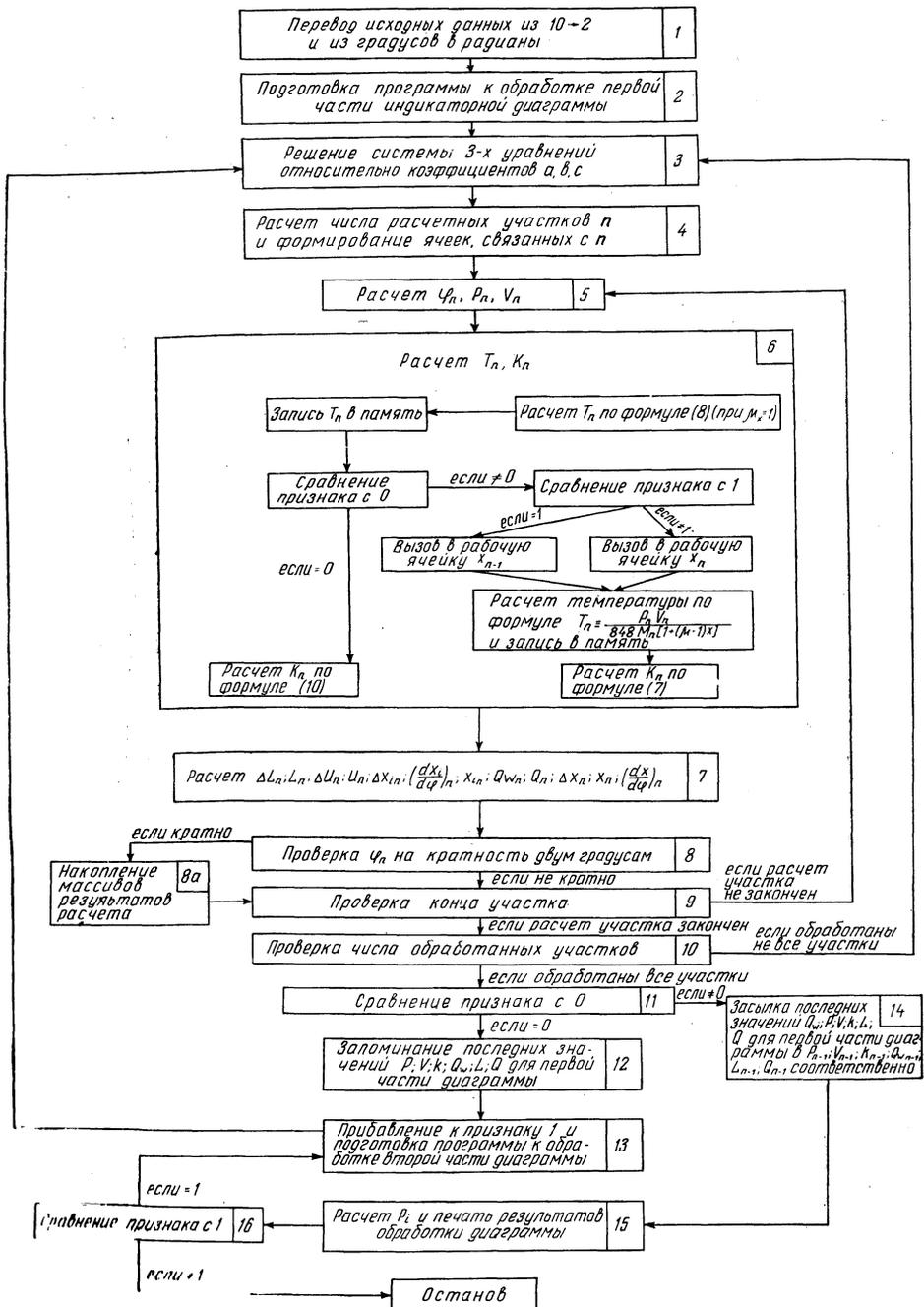


Рис. 2. Блок-схема программы обработки индикаторной диаграммы.

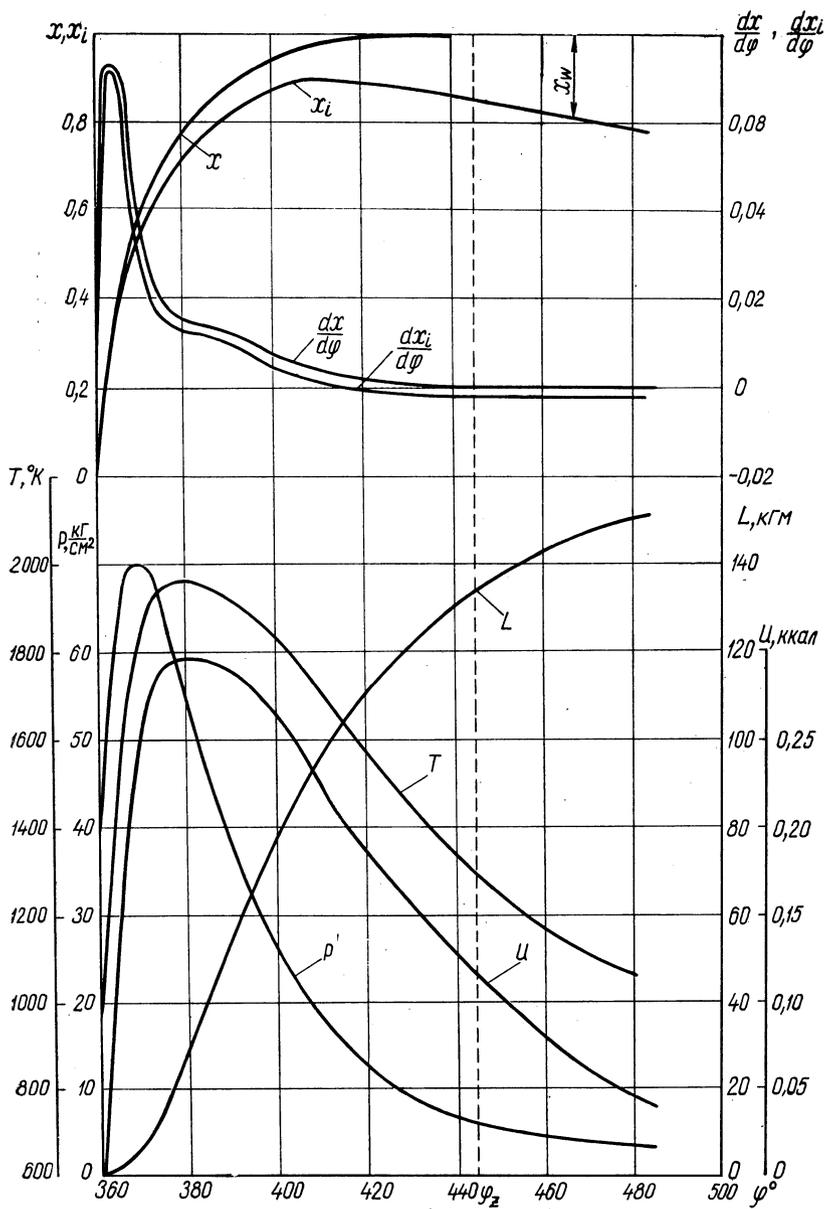


Рис. 3. Результаты обработки процесса сгорание — расширение индикаторной диаграммы дизельного двигателя.

По результатам расчета процесса сгорание — расширение определяется продолжительность сгорания  $\varphi_z$  как расстояние в град п. к. в. от начала сгорания до момента, при котором скорость сгорания  $\frac{dx}{d\varphi}$  становится равной нулю.

Данные, полученные в результате обработки индикаторной диаграммы, достаточно полно характеризуют протекание рабочего процесса двигателя на исследуемом режиме.

Результаты обработки на ЭЦВМ «Минск-22» части индикаторной диаграммы дизельного двигателя, соответствующей периоду сгорание — расширение, представлены на рис. 3.

### Л и т е р а т у р а

1. *Адамов В. М., Кухаренок Г. М.* Исследование теплопередачи в быстроходном дизеле. В сб.: «Машиностроение и металлообработка». Минск, 1966. 2. *Вибе И. И.* Новое о рабочем цикле двигателей. М., 1962. 3. *Самсонов Е. П.* Определение относительной скорости сгорания по индикаторной диаграмме. Тр. ЦНИДИ, вып. 42, 1961.

**В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок**

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОПЛИВНО-ВОДЯНЫХ ЭМУЛЬСИЙ В БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

Физико-химические свойства дизельного топлива зависят от многих факторов, и в частности от наличия в нем различных групп углеводородов и присадок. Оказывает влияние на свойства дизельного топлива и присутствие в нем воды.

Наличие в дизельном топливе воды ухудшает низкотемпературные свойства топлива, снижает его теплотворность, вызывает неустойчивую работу двигателя и даже его остановку.

Однако многие исследователи [1, 3] отмечали положительное влияние на процесс горения воды, равномерно распределенной в топливе.

Так, акад. Е. А. Чудаков установил, что вода участвует не только в процессах теплообмена, но и частично в процессах окисления углеводородов. В дизельных двигателях вода в топливе оказывает влияние и на качество смесеобразования.

Смеси дизельного топлива и воды, равномерно распределенной в топливе, являются эмульсиями типа вода — масло. Они обеспечивают надежное воспламенение и сгорание, а также хорошее распыливание топлива. В образующихся каплях вода находится внутри, а топливо — снаружи. Вследствие разницы в температурах кипения дизельного топлива (200—300°C) и воды (100°C) вода превращается в парообразное состояние, в то время как топливо находится еще в жидкой фазе. При этом происходит разрыв капли топлива на более мелкие части, что увеличивает поверхность испарения топлива и улучшает смешивание топлива с воздухом.

Кроме того, при сжигании топливно-водяных эмульсий сгорание будет более полным вследствие газификации сажистых осадков топлива. В результате реакции газификации выделяется свободный водород, который принимает участие в процессе горения.

Известную трудность представляет создание мелкодисперсных и стабильных эмульсий. В настоящее время существует ряд спосо-

бов приготовления эмульсий непосредственно в двигателе [2]. Однако эмульсии, полученные этими способами, нестабильны.

Для оценки эффективности использования топливно-водяных эмульсий в дизельных двигателях исследовалась работа дизеля Д-50 на эмульсиях. Изучалось также влияние на свойства эмульсии способа ее приготовления.

При проведении экспериментов эмульсии готовились заблаговременно, вне двигателя. Эмульсии готовились различными методами: путем перемешивания топлива и воды с помощью шестеренчатого насоса, с помощью ультразвукового жидкостного свистка СЖ-2 и ультразвукового генератора УЗГ-10у с магнитоотрицательным излучателем ПМС-6.

Для получения стабильной топливно-водяной эмульсии из дизельного топлива оказалось необходимым добавлять в нее эмульгатор — вещество, препятствующее слиянию капель воды и выпаданию их из топлива. При приготовлении эмульсий в качестве эмульгаторов использовались мазут, эмульсол Э-2, поливиниловый спирт, концентрат ОП-7, резиновый клей по ГОСТ 2199—43. Стабильность эмульсии зависела от вида эмульгатора и способа приготовления.

Эмульсии, полученные с помощью шестеренчатого насоса, были грубодисперсными и малостабильными. Распад эмульсии после ее приготовления начинался через 0,5—3 мин в зависимости от применяемого эмульгатора.

Относительно стабильные и мелкодисперсные эмульсии были получены при помощи ультразвука. Источниками ультразвуковых колебаний служили ультразвуковой жидкостный свисток и магнитоотрицательный преобразователь. Качество эмульсий, полученных на магнитоотрицательном преобразователе, было выше качества эмульсий, приготовленных с помощью свистка.

Магнитоотрицательный преобразователь питался от ультразвукового генератора типа УЗГ-10у.

При приготовлении эмульсии частота ультразвукового генератора настраивалась на резонансную частоту преобразователя ПМС-6, которая находилась в пределах 18—24 кгц.

Эмульсии готовили в ванне, дном которой являлась излучающая поверхность магнитоотрицателя ПМС-6. В ванну помещали дизельное топливо, воду и эмульгатор, после чего включали ультразвуковую установку. Продолжительность перемешивания зависела от содержания воды и в среднем составляла 2—3 мин на 1 л эмульсии.

Стабильность эмульсии зависела от содержания в ней воды и вида добавляемого эмульгатора. При добавлении в качестве эмульгатора поливинилового спирта или концентрата ОП-7 результаты получались неудовлетворительными. Хорошие результаты были получены при добавлении 10% мазута, наилучшие — при применении в качестве эмульгатора резинового клея (1%).

Чем меньше в эмульсии воды, тем более стабильна эмульсия. Так, при содержании в эмульсии воды до 20% и применении в качестве эмульгатора резинового клея (1%) ее распад начинался через 10—12 ч. При более длительном хранении эмульсии наблюдается ее расслаивание, однако после взбалтывания она возвращается в первоначальное состояние.

По своему внешнему виду и свойствам эмульсия существенно отличается от чистого дизельного топлива. Цвет водно-дизельной эмульсии белый с желтоватым оттенком. Вязкость и плотность эмульсии с увеличением содержания воды растут. Значения вязкости и плотности эмульсии, полученной на установке УЗГ-10у с добавкой 1% резинового клея, в зависимости от содержания воды представлены в табл. 1.

Таблица 1

Содержание воды, %	0	5	10	15	20
Вязкость при 20°C, <i>сст</i>	3,85	4,60	5,25	6,00	6,70
Плотность при 20°C, <i>г/см<sup>3</sup></i>	0,830	0,838	0,847	0,855	0,864

Как видно из полученных данных, вязкость эмульсии, содержащей 20% воды, возросла относительно дизельного топлива на 2,85 *сст*, или на 74%, а плотность увеличилась на 0,034 *г/см<sup>3</sup>*, или на 4,1%.

Температура вспышки эмульсии выше, чем дизельного топлива; причем с увеличением содержания воды она возрастает. Дизельное топливо марки Л (ГОСТ 305—62) имело температуру вспышки, определенную закрытым способом, равную 63°C, а 20%-ная эмульсия — 91°C.

Воспламеняемость эмульсии по сравнению с дизельным топливом также ухудшается. Период задержки воспламенения дизельного топлива, определенный на установке ИТ9-3, составил 7,3° угла поворота коленчатого вала (п. к. в.), для эмульсии, содержащей 10% воды, — 9,1° угла п. к. в.

Процесс сгорания топливно-водяных эмульсий исследовался на вихрекамерном тракторном дизеле Д-50 и одноцилиндровой установке ИТ9-3м.

Установка ИТ9-3м предназначена для определения цетанового числа дизельных топлив методом совпадения вспышек (ГОСТ 3122—52) и состоит из одноцилиндрового двигателя, асинхронного электродвигателя, пульта управления, аппаратуры, фиксирующей впрыск и воспламенение топлива в цилиндре двигателя.

Двигатель установки ИТ9-3м имеет следующие основные технические характеристики: тип двигателя — четырехтактный дизель с вихревой камерой; число цилиндров — 1; диаметр цилиндра — 85 мм; ход поршня — 115 мм; рабочий объем цилиндра — 0,652 л;

число оборотов —  $900 \pm 10$  об/мин; степень сжатия переменная — от 7 до 23.

Торможение двигателя Д-50 осуществлялось балансирующей динамо-машиной типа МПБ 32,7/28 с весовым устройством ВКМ-57. Расход топлива замерялся на весах типа ВНЦ-2. Время замера фиксировалось прибором ПСИД-6. Число оборотов двигателя определялось импульсным счетчиком, имеющимся на приборе ПСИД-6. Индицирование двигателя производилось пьезокварцевым датчиком, сообщавшимся с вихревой камерой четвертого цилиндра. Индикаторная диаграмма записывалась при помощи девятишлейфового осциллографа.

На каждом режиме для контроля равномерности протекания рабочего процесса в цилиндре снималось 8—12 индикаторных диаграмм.

На осциллограмме при помощи контактного датчика записывалась отметка верхней мертвой точки, а при помощи индуктивного датчика — кривая подъема иглы форсунки. Для контроля за равномерной работой цилиндров замерялась температура отработавших газов  $t_f$  в непосредственной близости от выхлопного клапана каждого цилиндра. Замеры производились хромель-алюмелевыми термопарами. При помощи хромель-алюмелевой термопары определялась также температура вставки вихревой камеры  $t_{вст}$ .

Во время испытаний снимались нагрузочные характеристики при 1600 об/мин и скоростные характеристики при полной подаче топлива. Работа двигателя исследовалась на дизельном топливе марки Л (ГОСТ 305—62) и эмульсиях, которые составлялись путем обводнения этого же топлива. Испытания проводились на эмульсиях, содержащих 5, 10, 15 и 20% воды.

Опыты показали, что некоторая экономия топлива наблюдалась при работе двигателя на эмульсии, содержащей 10% воды, и на режиме максимальной мощности составляла 2 г/л. с.-ч.

При работе двигателя по скоростной характеристике его экономичность улучшалась по мере снижения числа оборотов (рис. 1). Температура выхлопных газов при работе двигателя на эмульсии с 10% воды изменялась незначительно; температура вихревой вставки снизилась на 10—20°C.

Анализ индикаторных диаграмм, снятых на различных режимах работы двигателя с использованием эмульсий, содержащих 5, 10 и 15% воды, позволяет сделать вывод о равномерном протекании рабочих циклов в цилиндре.

При сжигании эмульсии, содержащей 20% воды, на частичных нагрузках наблюдались пропуски воспламенения, поэтому данных по экономичности двигателя при работе на этой эмульсии получить не удалось.

На рис. 2 представлены индикаторные диаграммы, снятые на номинальном режиме при работе двигателя на дизельном топливе

(а) и эмульсиях, содержащих 10 (б) и 15% воды (в). При переюде двигателя с дизельного топлива на эмульсию изменяется максимальное давление цикла, период задержки воспламенения и скорость нарастания давления за период сгорания.

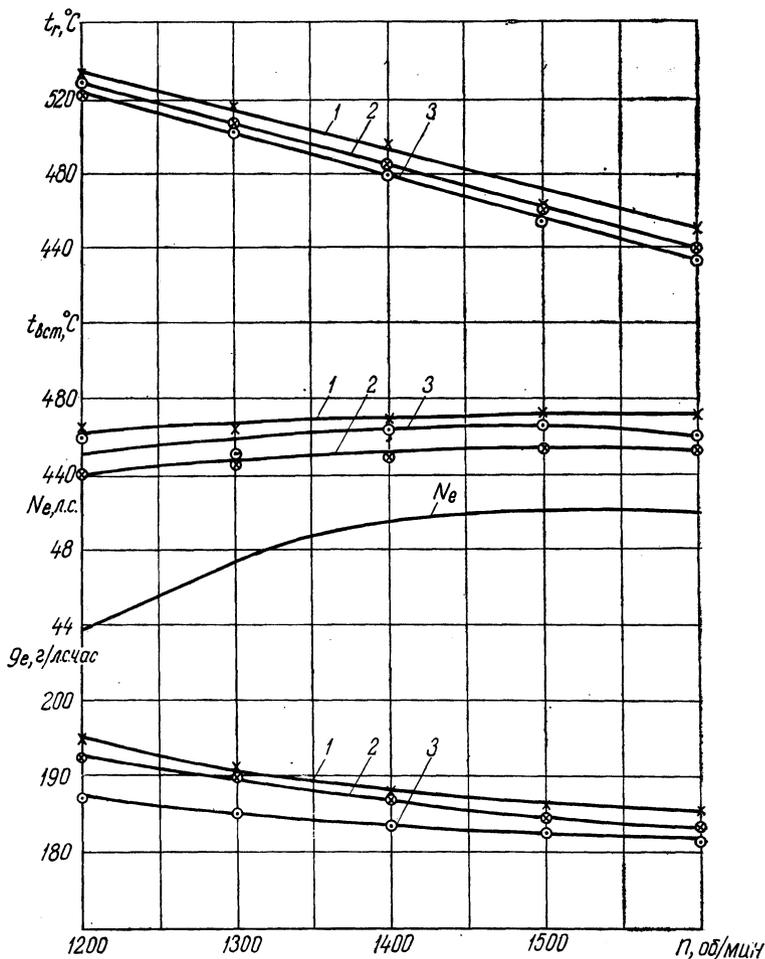


Рис. 1. Скоростная характеристика двигателя Д-50:

1 — дизельное топливо; 2 — эмульсия, содержащая 10% воды; 3 — эмульсия, содержащая 10% воды и 2% нитрата аммония.

Зависимость индикаторных показателей от содержания воды в эмульсии для двух скоростных режимов ( $n = 1600 об/мин$  и  $n = 1200 об/мин$ ) представлена на рис. 3. Первый скоростной режим

соответствует номинальной мощности, второй — наибольшему крутящему моменту.

Приведенные данные показывают, что период задержки воспламенения при 1600 об/мин увеличивается с  $8,5^\circ$  п. к. в. при отсутствии

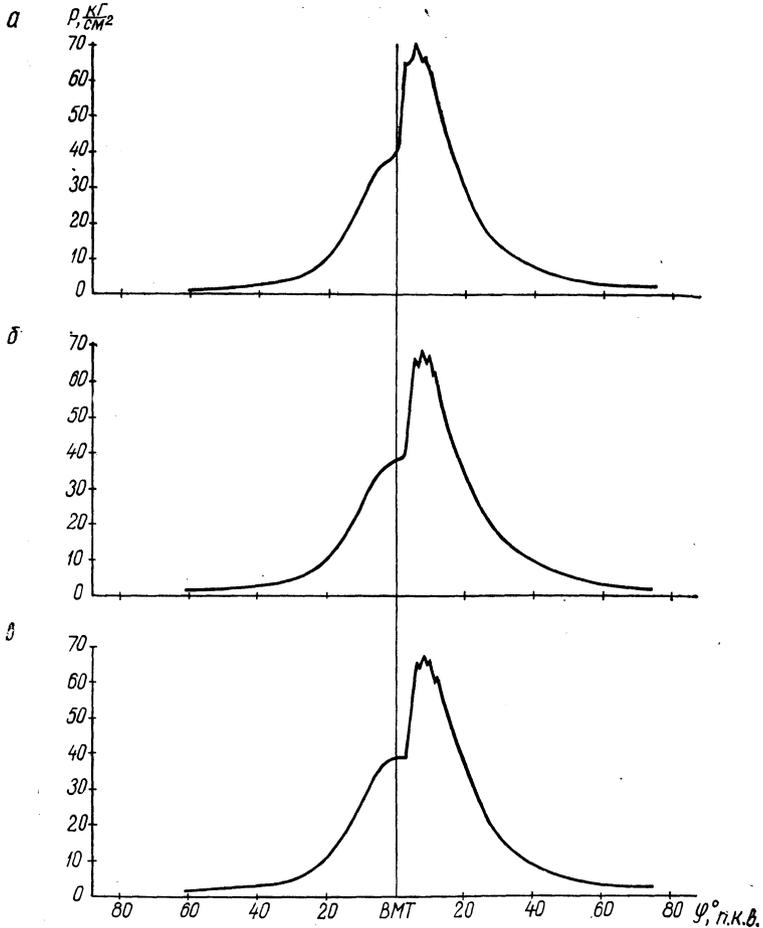


Рис. 2. Индикаторная диаграмма двигателя Д-50:  
 а — дизельное топливо; б — эмульсия, содержащая 10 % воды; в — эмульсия, содержащая 15 % воды.

воды в топливе до  $11,3^\circ$  п. к. в. при 15% воды в топливе; при 1200 об/мин соответственно — с  $6,8$  до  $8,8^\circ$  п.к.в. Увеличение периода задержки воспламенения обуславливает соответствующие изменения остальных показателей рабочего цикла.

Для сокращения периода задержки воспламенения к топливно-водяным эмульсиям в качестве присадки добавлялся нитрат аммония  $\text{NH}_4\text{NO}_3$ , хорошо растворяющийся в воде. Исследовалось влияние количества нитрата аммония на воспламеняемость эмульсии, содержащей 10% воды. Опыты проводились на установке ИТ9-3м. Зависимость задержки воспламенения от содержания ни-

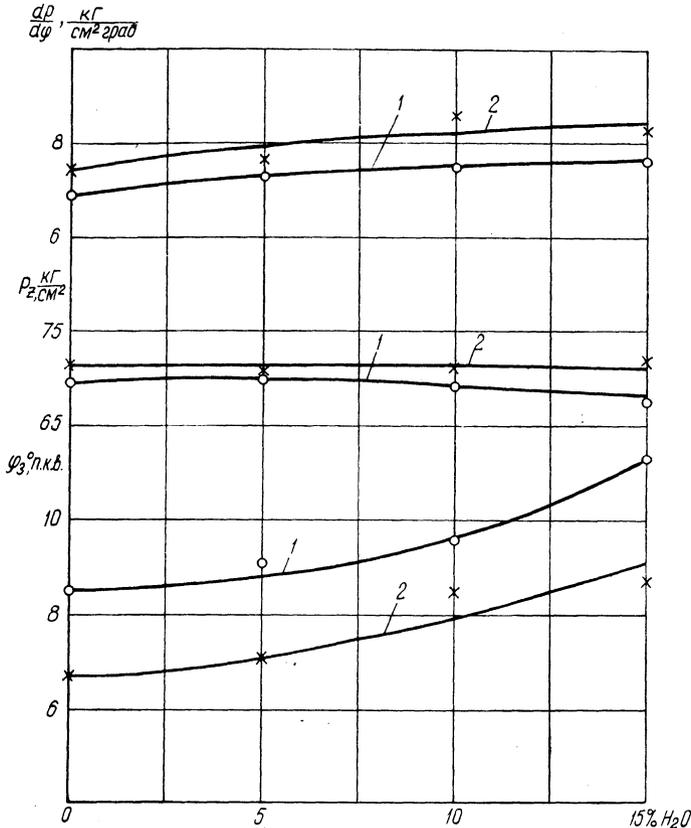


Рис. 3. Зависимость периода задержки воспламенения, максимального давления цикла и скорости нарастания давления от процентного содержания воды в эмульсии:

1 — при  $n=1600$  об/мин; 2 — при  $n=12000$  об/мин.

трата аммония представлена на рис. 4. Увеличение в эмульсии содержания нитрата аммония до 2% снижает период задержки воспламенения с 9,1 до 7,3° п. к. в., что соответствует периоду задержки воспламенения дизельного топлива.

Были проведены испытания двигателя Д-50 на топливно-водяной эмульсии, содержащей 10% воды и 2% нитрата аммония. При работе двигателя по нагрузочной характеристике ( $n=1600$  об/мин) удельный эффективный расход топлива снизился в среднем на 3—4 г/э.л.с.-ч. При работе двигателя по скоростной характеристике удельный расход топлива также снижается (при 1200 об/мин на 6 г/э.л.с.-ч (см. рис. 1).

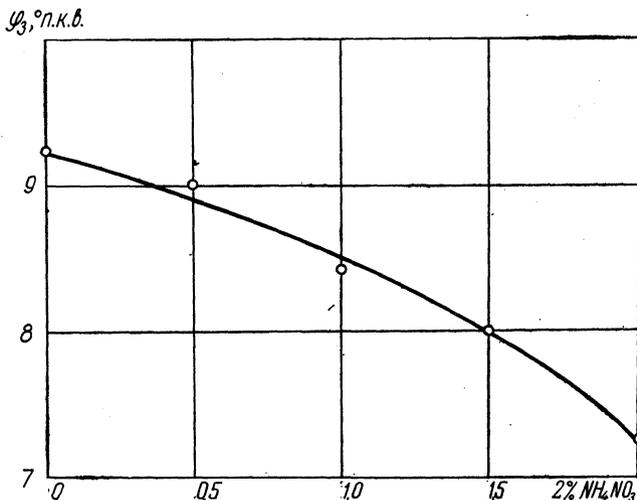


Рис. 4. Зависимость периода задержки воспламенения топливно-водяной эмульсии влажностью 10% от содержания в ней нитрата аммония.

Улучшение экономичности двигателя по мере снижения оборотов, по-видимому, обусловлено совершенствованием процесса смесеобразования и сгорания вследствие дополнительного раздробления капель топлива образующимися парами воды.

При работе двигателя на эмульсии, содержащей 10% воды и 2% нитрата аммония, отмечено снижение температуры вихревой вставки на 5—7°C. Следует, однако, отметить, что при длительном применении нитрата аммония, поскольку он обладает определенной агрессивностью, необходимо добавлять в топливо антикоррозийную присадку.

### Выводы

1. Дизельный двигатель нормально работает на топливно-водяной эмульсии, содержащей воды (по объему) до 20%.
2. При работе двигателя на топливно-водяных эмульсиях несколько увеличивается период задержки воспламенения; для его

уменьшения целесообразно применять присадки, ускоряющие окислительные процессы, например нитрат аммония.

3. При работе двигателя на эмульсии, содержащей 10% воды, с использованием присадки нитрата аммония экономичность двигателя на режиме максимальной мощности улучшилась на 3 г/э. л. с.-ч, на режиме максимального крутящего момента — на 6 г/э. л. с.-ч.

4. Применение эмульсий дает возможность улучшать топливо, добавляя в него различные водорастворимые присадки.

5. Применение эмульсий позволяет несколько снижать температуру деталей цилиндра-поршневой группы.

#### Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е. А. Основные проблемы сгорания топлива в автотракторных двигателях. В сб.: «Сгорание в транспортных поршневых двигателях» М., 1951.
2. Иванов В. М. Топливные эмульсии М., 1962.
3. Иванов В. М., Сергеев Л. В. Применение топливо-водяных эмульсий в двигателях внутреннего сгорания. В сб.: «Новые методы сжигания топлив и вопросы теории горения». М., 1965.

**Л. Я. Волчок, А. М. Ларин**

## **УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ**

За последние годы нашел широкое применение аналитический метод исследования работы топливной аппаратуры дизелей с использованием электронновычислительной техники. Применение этого метода позволяет сравнительно легко и с малой затратой времени исследовать влияние различных параметров (размеров и формы основных элементов аппаратуры, противодавления, числа оборотов, свойств топлива и т. д.) на протекание рабочего процесса топливной аппаратуры.

Однако этому методу свойственна сравнительно низкая степень достоверности полученных результатов. Это является следствием приближенности исходных уравнений, практической невозможности учета всех факторов, влияющих на процесс топливоподачи, и недостаточности знания зависимостей физических свойств реальных топлив от температуры и давления.

В связи с этим аналитический метод исследования рабочего процесса топливной аппаратуры дизелей целесообразно применять для получения первого приближения, что позволит сузить задачу исследования.

Окончательное решение задачи следует выполнять опытным путем.

Правильное сочетание обоих методов позволяет решать задачи с минимальной затратой труда, времени и материальных средств. При этом степень достоверности окончательных результатов в основном определяется совершенством экспериментального метода исследования. Отсюда вытекает важность развития и совершенствования этого метода исследования работы топливной аппаратуры дизелей.

В настоящей работе рассматривается установка для исследования топливной аппаратуры дизелей на безмоторном стенде, позволяющая определять с высокой степенью точности следующие параметры рабочего процесса: фазы впрыска (начало, конец и про-

должительность впрыска), диаграммы давления и подъема иглы распылителя, дальнобойность и геометрия факела топлива при впрыске в среду без противодействия.

Фазы впрыска на работающем двигателе обычно определяют по осциллограмме подъема иглы распылителя [1, 2]. Если при испытании двигателя его осциллографирование не производится, то угол опережения впрыска топлива находят с помощью контактного устройства на форсунке, которое размыкается в момент начала подъема иглы.

При индицировании двигателя электропневматическим индикатором контактное устройство включают в электрическую цепь на место датчика давления, и на индикаторную диаграмму наносится (пробивается искрами) вертикальная линия начала впрыска. Расстояние от нее до линии верхней мертвой точки (ВМТ), пересчитанное в градусах поворота коленчатого вала, выражает угол опережения впрыска.

Контактное устройство позволяет осуществить визуальный отсчет угла опережения впрыска, основанный на стробоскопическом принципе. Для этого контактное устройство включают в первичную цепь катушки высокого напряжения. Искра, возникающая в особом разряднике в момент размыкания контакта, т. е. в начале подъема иглы, освещает систему, состоящую из круговой градусной шкалы и стрелки, вращающейся вместе с валом двигателя. Стробоскопический эффект позволяет видеть стрелку неподвижной в положении, соответствующем началу подъема иглы форсунки. Угол опережения впрыска топлива отсчитывается по положению стрелки относительно неподвижной круговой шкалы.

Аналогичное устройство может быть выполнено с помощью газоразрядной (неоновой) лампы. Только в этом случае контактное устройство в момент начала подъема иглы должно замыкать цепь.

На безмоторных стендах для испытания топливной аппаратуры угол опережения впрыска определяется с помощью стробоскопических устройств двоякого типа.

Эти устройства включают светоимпульсный стробоскоп, управляемый (синхронизируемый) с помощью контактной системы. Светоимпульсный стробоскоп представляет собой электронный генератор высоковольтных импульсов, вызывающих кратковременные вспышки особой газосветной (импульсной) лампы. Частота вспышек лампы и их фаза по отношению к наблюдаемому периодическому процессу задается контактной системой, управляемой самим процессом.

В одних стробоскопических устройствах (стенд СДТА-1) контакт замыкается под действием вытекающей из форсунки струи топлива. В этом случае импульсная лампа стробоскопа помещается позади диска, вращающегося вместе с кулачковым валом насоса. Диск имеет узкую радиальную щель. Периодические вспышки

лампы стробоскопа позволяют видеть светящуюся щель неподвижной. Положение щели относительно неподвижной круговой шкалы выражает угол опережения впрыска.

В других стендах (например, в стенде чехословацкой фирмы «Моторпал») управление стробоскопом осуществляется контактным устройством со скользящими щетками на приводном валу стенда. Контактное устройство замыкается один раз за оборот вала. Момент замыкания (фазу) можно изменять угловым смещением щеток. Импульсную лампу укрепляют так, чтобы она освещала распылитель и вытекающую из него струю. Во время опыта контактные щетки смещают в нужном направлении до тех пор, пока не будет наблюдаться появления струи из сопла, что и принимается за начало впрыска. При этом положении контактных щеток производится отсчет угла опережения впрыска по круговой шкале (лимбу).

Из перечисленных методов только осциллографирование позволяет определять начало и конец, а следовательно, и продолжительность впрыска; все другие способы служат для определения только угла опережения впрыска.

Наиболее точно угол опережения впрыска можно определить стробоскопическим методом по появлению струи топлива из распылителя, как это сделано в стенде «Моторпал».

Погрешности в определении фаз впрыска по осциллограмме подъема иглы форсунки обусловлены в основном тем, что начальный период подъема и конец посадки иглы протекают сравнительно плавно и поэтому на осциллограмме выражены недостаточно четко. Погрешность возникает также из-за малого масштаба осциллограммы по оси ординат: один градус угла поворота коленчатого вала обычно не превышает 0,5—0,3 мм длины осциллограммы.

При определении угла опережения впрыска топлива с помощью контактного устройства, управляемого иглой, погрешность возникает вследствие неизбежного зазора в контактном устройстве. По этой причине контакт размыкается только при подъеме иглы на 0,1—0,2 мм, т. е. с некоторым запаздыванием.

Запаздывание имеет место и в стробоскопической системе с контактным устройством, управляемым струей вытекающего топлива, и обусловлено следующим: для преодоления силы инерции и упругости подвижной части контакта струя топлива должна обладать достаточным импульсом силы, что приобретает через некоторое время после начала впрыска.

Для изучения закона развития факела впрыскиваемого топлива и определения его геометрических размеров применяются такие методы: единичное моментальное фотографирование, фоторазвертка, скоростная киносъемка и стробоскопическое наблюдение и фотографирование факела. Изучение факела топлива производят при

впрыске его непосредственно в камеру сгорания специального экспериментального двигателя, в бомбу с противодавлением и в камеру с атмосферным давлением.

В первых двух случаях применяют единичное фотографирование, фоторазвертку или скоростную киносъемку. Этими методами фиксация факела осуществляется при однократном впрыске топлива.

Стробоскопический метод изучения факела топлива можно применять только при непрерывной работе топливной аппаратуры. При этом для сохранения видимости факела необходимо осуществлять продувку камеры, куда производится впрыск, чтобы удалить распыленное топливо. Такая продувка возможна только в камере с атмосферным давлением. В экспериментальном двигателе продувка камеры осуществляется автоматически в каждом цикле, но видимость факела теряется из-за оседания на прозрачные стенки камеры капелек топлива и сажи, да и длительная работа экспериментального двигателя практически недопустима.

Стробоскопический метод невозможно применять при впрыске топлива в среду с противодавлением, что является его существенным недостатком. Исследование законов развития факела топлива при впрыске в атмосферу имеет сравнительный характер, что, однако, не относится к другим результатам, получаемым при подобных исследованиях (например, к фазам впрыска).

В основу созданной установки положен стробоскопический метод исследования как наиболее простой и допускающий возможность не только фотографирования, но и визуального наблюдения факела. Установка создана на базе стенда СДТА-1 для испытания и регулировки топливной аппаратуры. Она состоит из стенда с установленным на нем топливным насосом, камеры для впрыска топлива с вытяжной системой для ее вентиляции, светоимпульсного стробоскопа с импульсной лампой, электронного двухлучевого осциллографа с датчиками давления и хода иглы форсунки, контактного и синхронизирующего устройств (рис. 1).

В стенках камеры имеются два окна: в боковой — для освещения факела топлива импульсной лампой и в передней — для наблюдения и фотографирования факела. В камере рядом с распылителем закреплена масштабная линейка длиной 50 мм. Линейка, фотографируемая вместе с факелом, позволяет определять натуральный размер факела по снимку, отпечатанному в произвольном масштабе. Внутренние стенки камеры окрашены черной краской.

Для освещения факела применяется светоимпульсный стробоскоп марки LS911 (ГДР).

Вентиляция камеры производится при помощи вентилятора радиального типа. Приток воздуха в камеру происходит через ряд отверстий в верхней стенке камеры, на которой закреплена форсунка.

Контактное и синхронизирующее устройство (рис. 2) служит для синхронизации работы стробоскопа и осциллографа с работой топливного насоса и нанесения на экран осциллографа отметок масштабного угла поворота вала насоса, а также для определения углов начала и конца впрыска и угла, соответствующего фотографуемой фазе впрыска. Оно состоит из двух текстолитовых дисков, посаженных на приводной вал стэнда, и четырех пар пластинчатых контактов.

Одна пара контактов 2 служит для синхронизации стробоскопа. Ее можно перемещать по кольцевому кронштейну 1, что позволяет

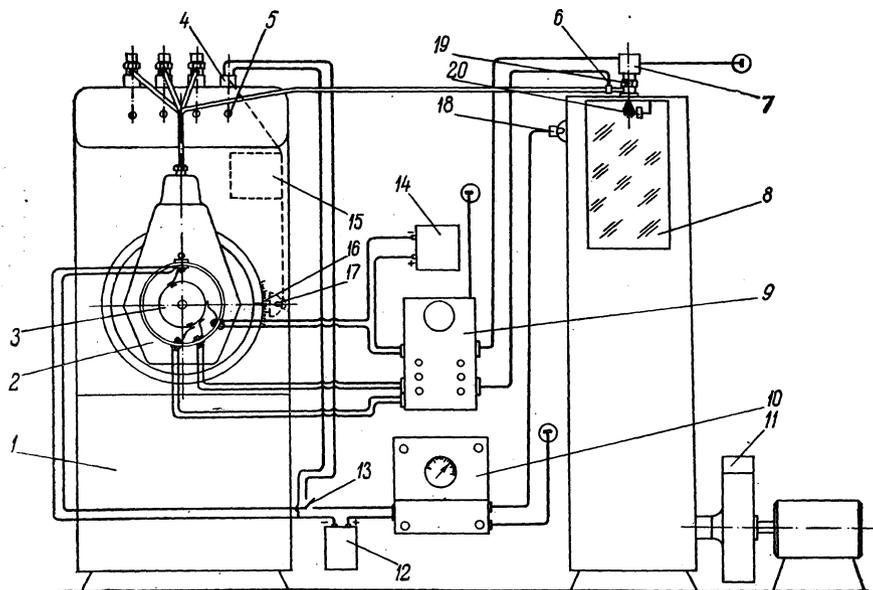


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 — стэнд СДТА-1; 2 — топливный насос; 3 — синхронизирующее устройство; 4 — датчик стэнда; 5 — выключатель датчика; 6 — пьезокварцевый датчик давления; 7 — фотоэлектрический датчик хода иглы; 8 — камера; 9 — осциллограф; 10 — стробоскоп; 11 — вытяжная система; 12, 14, — батареи сухих элементов; 13 — переключатель; 15 — стробоскоп стэнда; 16 — щель вращающегося диска; 17, 18 — лампы стробоскопов; 19 — форсунка; 20 — масштабная линейка.

освещать струю в любой фазе ее развития. Отсчет угла поворота кулачкового вала насоса, соответствующего наблюдаемой или фотографируемой фазе развития факела, можно производить двояким путем. В одном случае импульсную лампу стробоскопа по окончании наблюдения или фотографирования факела переносят на стэнд и освещают его вращающийся диск со щелью и неподвижную круговую шкалу. По положению щели относительно шкалы

определяют угол. Однако операция переноса лампы сопряжена с рядом неудобств и со значительной потерей времени. Во втором случае отсчет угла производится с помощью стробоскопа самого стенда. Для этого контакт переключается рубильником 13 (см. рис. 1) на стробоскоп стенда вместо датчика 4 определения угла опережения впрыска соответствующей секции топливного насоса.

Три другие пары контактов закреплены на кронштейне неподвижно и скользят по второму текстолитовому диску. Первая (по направлению вращения диска) пара контактов 8 (см. рис. 2) обес-

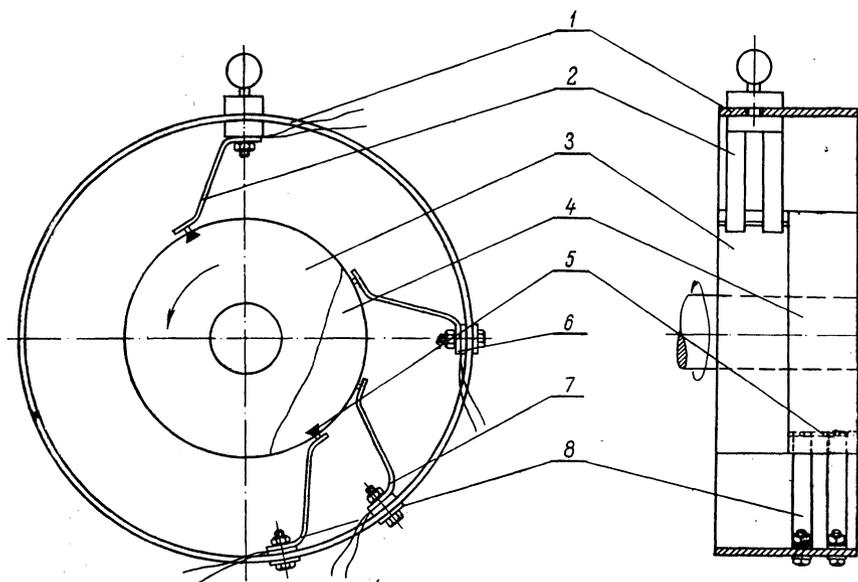


Рис. 2. Схема контактной системы синхронизирующего устройства:

1 — кольцевой кронштейн; 2, 6, 7, 8 — пружинные контакты; 3, 4, — текстолитовые диски; 5 — контактная пластина.

печивает синхронизацию работы электронного осциллографа. Две следующие 7 и 6 отстоят друг от друга на  $50^\circ$  и служат для нанесения на диаграмму давления отметок масштабного угла. Положение контактной пластины 5 на диске выбирается так, что диаграмма давления в топливопроводе размещается между отметками масштабного угла. Это позволяет, регулируя генератор развертки осциллографа, получать диаграмму давления в сильно растянутом виде, т. е. с большим угловым масштабом.

Фазы впрыска определяют по началу появления струи из распылителя (начало впрыска) и моменту отрыва ее от распылителя (конец впрыска). Момент на диаграмме давления, соответствующий

щий наблюдаемой фазе впрыска, определяется по отметке на диаграмме, появляющейся в результате помехи от импульсного разряда лампы стробоскопа.

Фотографирование топливного факела производилось зеркальной фотокамерой, укрепляемой на откидном кронштейне.

Для регистрации давления впрыска применяется пьезоэлектрический датчик, а для получения диаграммы подъема иглы — фотоэлектрический датчик конструкции ЦНИТА [2]. Оба датчика работают совместно с двухлучевым осциллографом венгерской фирмы «Орион».

Испытание установки производилось на топливоподающей аппаратуре, состоявшей из насоса высокого давления 4ТН 8,5×10 и форсунок с тремя типами штифтовых распылителей: № 1 (РШ6×2, 5×25), № 2 (РШ6×2×(-5)) и № 3 (чехословацкого производства).

Испытание проводилось на четырех скоростных режимах в пределах от 400 до 1000 *об/мин* при давлении впрыска 125 *кГ/см<sup>2</sup>*.

На каждом режиме фотографировался топливный факел: в начальный момент впрыска, затем через каждые 2 градуса поворота кулачкового вала и в момент окончания впрыска (рис. 3). По снимкам определялись длина и угол конуса факела.

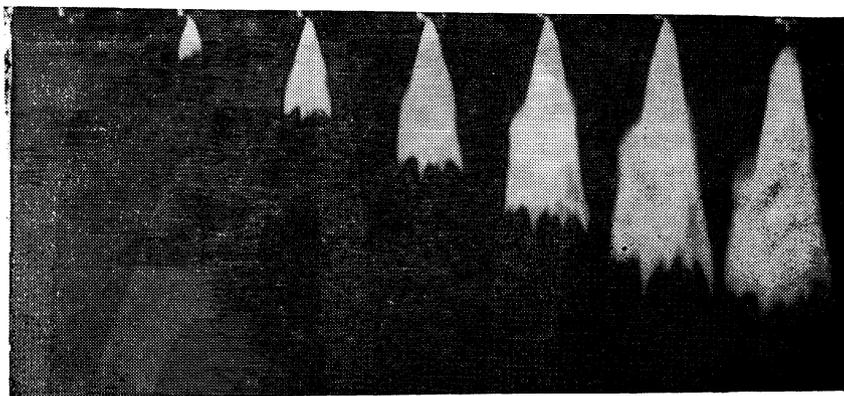


Рис. 3. Фотографии топливного факела через 2° поворота вала насоса при 1000 *об/мин*.

Во время опытов производилось также измерение цикловой подачи. При всех распылителях она оказалась одинаковой: возрастала почти линейно с ростом числа оборотов с 55 до 65 *мм<sup>3</sup>/цикл* при увеличении числа оборотов от 400 до 1000 *об/мин*, что является закономерным для насосов золотниковой типа (рейка насоса была зафиксирована и поэтому корректор подачи бездействовал).

Из рис. 4 видно, что начало впрыска запаздывает относительно геометрического начала подачи, конец впрыска запаздывает относительно отсечки, а действительная продолжительность впрыска, выраженная в градусах угла поворота кулачкового вала, больше теоретической. Запаздывание начала и конца впрыска топлива при

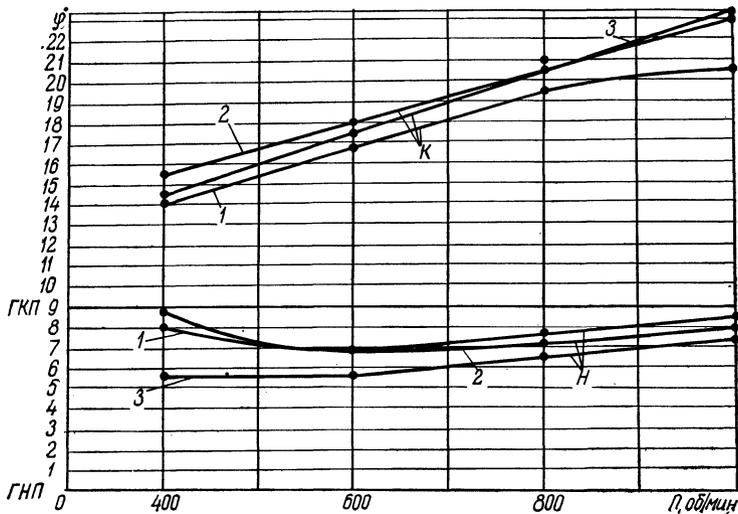


Рис. 4. Графики зависимости фаз впрыска от числа оборотов кулачкового вала:

Н — начало впрыска; К — конец впрыска; ГНЦ — геометрическое начало подачи (момент закрытия впускного окна); ГКП — геометрический конец подачи (момент начала открытия отсечного окна); 1, 2, 3 — номера распылителей.

повышении числа оборотов увеличивается с преобладанием запаздывания конца впрыска, в результате чего возрастает его продолжительность (рис. 5).

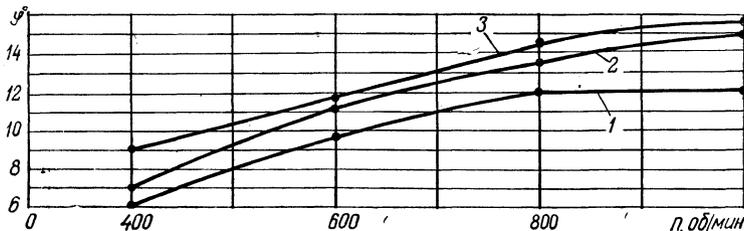


Рис. 5. Графики зависимости продолжительности впрыска от числа оборотов кулачкового вала насоса:  
1, 2, 3 — номера распылителей.

С повышением числа оборотов кулачкового вала насоса увеличивается скорость подачи топлива, вследствие чего повышается

давление впрыска и скорость истечения топлива через сопловое отверстие. В результате скорость распространения и дальность продвижения факела при увеличении числа оборотов кулачкового вала насоса возрастают.

Рис. 6 показывает, что дальнобойность факела за равные угловые интервалы поворота кулачкового вала насоса от начала впрыска при повышении числа оборотов изменяется различно: при 400—

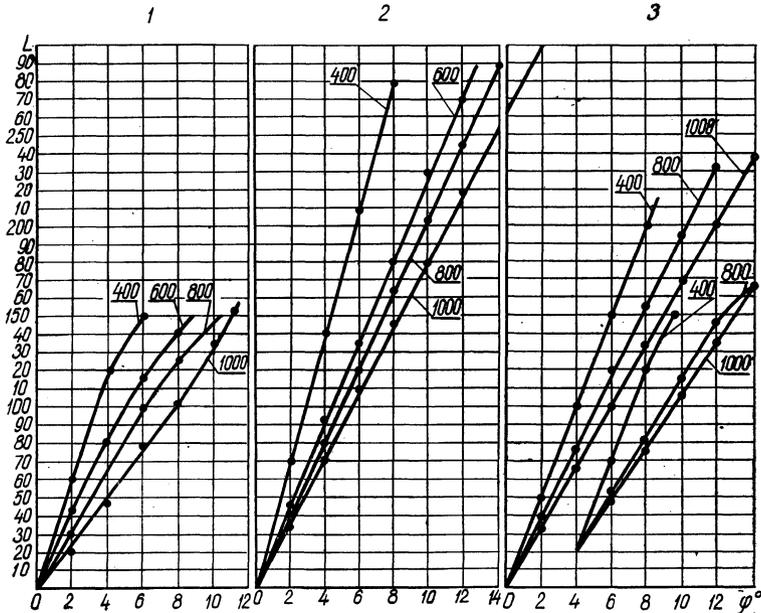


Рис 6. Графики развития длины факела по углу поворота кулачкового вала при различных числах оборотов (400, 600, 800, 1000 об/мин).

Обозначения такие же, как на рис. 5.

600 об/мин изменение резче, чем при 600—1000 об/мин. Это объясняется различной интенсивностью изменения давления впрыска топлива в зависимости от числа оборотов: чем интенсивнее увеличивается давление, тем меньше изменяется длина факела для равных интервалов от начала впрыска. Это в свою очередь связано с тонкостью распыливания топлива: с увеличением тонкости распыла интенсивность затухания скорости перемещения факела возрастает.

Дальнобойность факела при распылителе 2 почти в два раза больше, чем при распылителе 1, что объясняется «отрицательной» конусностью штифта распылителя 2. Распылитель 3 представляет собой сочетание двух распылителей 1 и 2, о чем говорят снимки факела, а также характер развития его по углу поворота кулачкового вала при различных числах оборотов.

### Выводы

1. Рассмотренная экспериментальная стробоскопическая установка позволяет определять фазы впрыска, а также угол конуса и длину топливного факела в любой момент его развития при впрыске топлива в камеру с атмосферным давлением.

2. Хотя впрыск топлива в атмосферу и не отражает действительных условий работы топливоподающей системы, тем не менее он позволяет производить относительную оценку формирования топливного факела при испытаниях различных систем.

3. В отличие от стенда СДТА-1 экспериментальная установка позволяет определять не только угол начала, но и угол конца впрыска, а следовательно, и его продолжительность.

4. Установка дает возможность одновременно с фотографированием топливного факела регистрировать диаграммы давления впрыска и хода иглы форсунки и получать на них отметки фазы, в которой фотографируется факел.

### Л и т е р а т у р а

1. Волчок Л. Я. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания. М., 1955.
2. Файнлейб Б. Н. Оборудование и приборы для исследования аппаратуры авто-тракторных дизелей. М., 1964.

**В. И. Хотянович**

## **ВЛИЯНИЕ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА ПОДАЧУ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ**

Экспериментальное исследование топливной аппаратуры дизелей чаще всего производится на безмоторных стендах с впрыском топлива в атмосферу. Это обусловлено трудностями большинства измерений при работе топливной аппаратуры непосредственно на двигателе, где впрыск производится в среду сжатого в цилиндре воздуха.

При отнесении результатов исследования топливной аппаратуры, проведенных на безмоторном стенде, непосредственно на двигатель необходимо знать, каково влияние на работу аппаратуры противодействия среды, куда производится впрыск топлива.

Влияние противодействия на подачу топлива в дизелях сравнительно мало изучено, а имеющиеся данные по этому вопросу противоречивы.

В большинстве работ в этой области рассматривалось влияние противодействия на подачу топлива, которая уменьшается с увеличением противодействия.

Исследования, проведенные на Минском тракторном заводе, показали, что производительность топливной аппаратуры дизеля Д-36 при впрыске топлива в среду с противодействием  $p_{\text{ср}} = 40 \text{ кг/см}^2$  на 3—4% меньше производительности при впрыске топлива в атмосферу. Аналогичными экспериментами ЦНИТА установлено, что для топливной аппаратуры дизелей Д-37 и Д-50 снижение производительности при той же величине противодействия составило около 2%. При повышении противодействия среды до  $p_{\text{ср}} = 70 \text{ кг/см}^2$  это уменьшение составило для топливной аппаратуры дизеля Д-37—6%, для дизеля Д-50—3—4%.

Расхождение приведенных результатов, по-видимому, следует объяснить различием как конструкций топливной аппаратуры, так и методик выполнения исследований [1].

Менее изучено влияние противодействия на другие показатели процесса впрыска: закон протекания давления топлива в системе, фазы впрыска, закон подачи топлива, а для многоплунжерных насосов — на степень неравномерности подачи по секциям.

Влияние противодействия можно было бы учитывать, производя расчет процесса впрыска на электронно-вычислительной машине. Однако в настоящее время степень приближения результатов расчета к действительному процессу еще недостаточна. Поэтому задачу приходится решать опытным путем.

Цель настоящей работы — изучение влияния противодействия на следующие параметры топливоподачи: цикловую подачу; фазы впрыска (начало, конец, продолжительность); закон протекания давления впрыска\*.

Первым этапом работы являются опыты, проведенные на безмоторном стенде. Второй этап предусматривает испытание топливной аппаратуры на двигателе.

**Методика проведения работы.** Исследованию подвергалась топливная аппаратура дизеля Д-50, состоящая из топливного насоса УТН-5 и штифтовых форсунок ФШ-6×2×25°.

Испытания проводились на безмоторном стенде СТДА-1 с впрыском топлива в атмосферу и в бомбу с противодействием. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1.

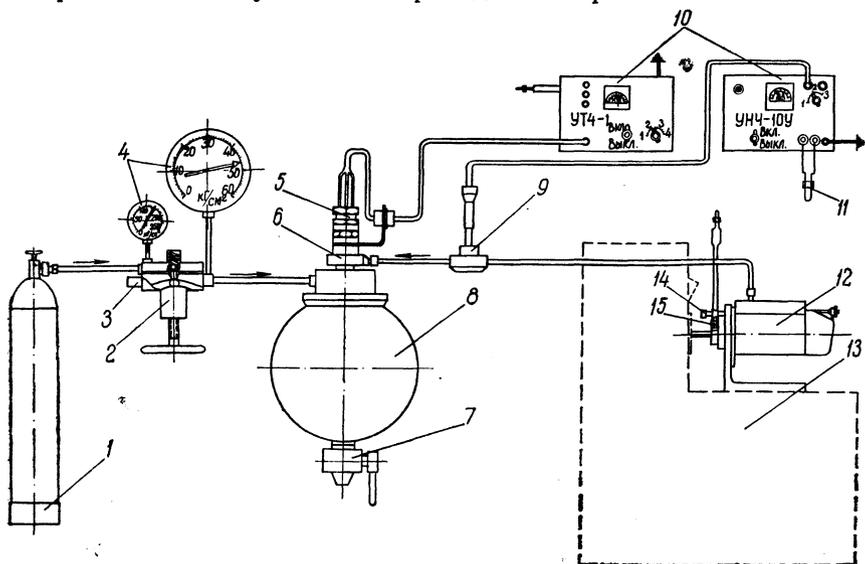


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

1 — баллон высокого давления; 2 — редуктор; 3 — предохранительный клапан; 4 — манометры; 5 — датчик подъема иглы; 6 — форсунка; 7 — кран; 8 — бомба; 9 — датчик давления; 10 — усилители; 11 — шлейф; 12 — топливный насос; 13 — стенд СТДА-1; 14 — измеритель хода рейки; 15 — контактное устройство.

\* Вопросы влияния противодействия на качество распыла топлива и параметры топливного факела в этой работе не затрагиваются ввиду того, что они достаточно освещены в соответствующей литературе.

Бомба монтировалась на специальной приставке, установленной на стенде, и заполнялась сжатым азотом из баллона высокого давления. Величина противодействия среды сжатого азота регулировалась с помощью газового редуктора.

Исследования проводились с одним и тем же топливом. Температура топлива в баке стенда контролировалась с помощью ртутного термометра и во время опытов колебалась в пределах 19—21°C.

Расход топлива при испытании определялся на весах.

Диаграмма давления перед форсункой снималась при помощи пьезокварцевого датчика, а диаграмма подъема иглы форсунки—индуктивным датчиком. Запись производилась на шлейфовом осциллографе.

Кроме того, на осциллограмму с помощью контактного устройства наносилась фазовая отметка для привязки диаграмм давления и подъема иглы форсунки к геометрическому началу подачи (моменту перекрытия плунжером впускного отверстия).

*Влияние противодействия на подачу топлива.* Влияние противодействия на производительность топливной аппаратуры оценивалось по изменению цикловой подачи только одной первой секции топливного насоса, так как впрыск топлива в бомбу и измерение его количества можно было осуществить лишь для одной форсунки. Цикловая подача определялась при номинальном числе оборотов (800 об/мин) и трех фиксированных положениях рейки насоса  $L_p$  (9,5 мм; 11 мм; 12,4 мм от положения нулевой подачи), соответствующих минимальной, номинальной и максимальной подачам, и следующих величинах противодействия в бомбе: 0; 18; 36 и 48 кг/см<sup>2</sup>.

По данным опытов построены графики зависимости цикловой подачи от давления среды (рис. 2), из которых видно, что цикловая подача уменьшается линейно с возрастанием давления в бомбе. Для режима минимальной (рейка 9,5 мм) подачи уменьшение цикловой подачи при противодействии 46 кг/см<sup>2</sup> по сравнению с впрыском топлива в атмосферу составило 2%, соответственно для режима номинальной подачи (рейка 11 мм)—1,7%, максимальной (рейка 12,4 мм)—1,5%.

В переводе на часовую производительность насоса это уменьшение составляет для минимальной подачи 0,20 кг/ч, номинальной—0,24 кг/ч и максимальной—0,28 кг/ч.

Уменьшение производительности топливной аппаратуры при впрыске топлива в среду с противодействием в основном связано со снижением средних скоростей впрыска вследствие уменьшения перепада давлений, при котором происходит истечение топлива.

*Влияние противодействия на фазы впрыска и закон протекания давления в форсунке.* Результаты обработки диаграмм давления

и подъема иглы, заснятых при впрыске топлива форсункой первой секции топливного насоса в атмосферу и в бомбу со средней величиной противодавления  $p_{\text{ср}} = 55 \text{ кг/см}^2$  при трех подачах на номинальном числе оборотов (800 об/мин), приведены в табл. 1.

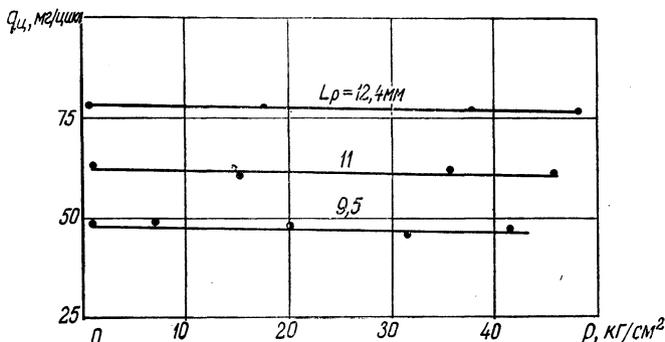


Рис. 2. Зависимость изменения цикловой подачи от противодавления среды.

Величина противодавления была выбрана исходя из предположения, что среднее давление в цилиндре дизеля Д-50 за период впрыска составляет

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{с}} + p_{\text{з}}}{2} = \frac{39 + 71}{2} = 55 \text{ кг/см}^2,$$

где  $p_{\text{с}}$  — давление в цилиндре в конце сжатия;  $p_{\text{з}}$  — максимальное давление цикла.

На рис. 3 представлен график изменения фаз впрыска в зависимости от величины противодавления. Как видно, впрыск топлива в среду с противодавлением начинается раньше впрыска в атмосферу. Так, на режиме максимальной подачи эта разница в углах начала подачи составляет  $0,8^\circ$  угла поворота кулачкового вала насоса (п. к. в. н.). Действительный конец подачи при впрыске топлива в бомбу наступает также раньше.

Продолжительность впрыска в среду с противодавлением меньше, чем продолжительность впрыска в атмосферу (что также влияет на уменьшение производительности топливной аппаратуры). Для максимальной подачи уменьшение продолжительности впрыска составило  $1,5^\circ$  п. к. в. н.

Из табл. 1 следует, что момент начала нарастания давления перед форсункой наступает раньше, а момент конца разгрузки трубопровода высокого давления наступает позже при впрыске топлива в среду с противодавлением. Это приводит к тому, что

Таблица 1

Параметр	Минимальная подача, $L_p = 9,5$ мм		Номинальная подача, $L_p = 11,0$ мм		Максимальная подача, $L_p = 12,4$ мм		Разница параметров с противо- давлением и без него		
	$p_{ср} = 0$	$p_{ср} = 55$	$p_{ср} = 0$	$p_{ср} = 55$	$p_p = 0$	$p_{ср} = 55$	$L_p = 9,5$ мм	$L_p = 11,0$ мм	$L_p = 12,4$ мм
Угол начала нарастания давления перед форсункой	2,8	2,3	3,5	2,4	4,2	3,0	-0,5	-1,1	-1,2
Угол конца разгрузки трубопровода	17,5	18,0	18,4	19,1	19,3	20,7	+0,5	+0,7	+1,4
Продолжительность протекания дав- ления перед форсункой, град п. к. в. н.	14,7	15,7	14,9	16,7	15,1	17,7	+1,0	+1,8	+2,6
Угол начала подъема иглы форсун- ки	5,3	4,8	5,8	5,1	6,1	5,3	-0,5	-0,7	-0,8
Угол конца посадки иглы	16,0	14,6	17,3	15,3	19,6	17,3	-1,4	-2,0	-2,3
Продолжительность подъема иглы распылителя, град п. к. в. н.	10,7	9,8	11,5	10,2	13,5	12,0	-0,9	-1,3	-1,5

продолжительность нарастания давления перед форсункой больше при впрыске топлива в среду с противодействием, чем при впрыске в атмосферу. На режиме максимальной подачи увеличение продолжительности нарастания давления перед форсункой составило 2,6° п. к. в. н.

По диаграммам давления и подъема иглы (рис. 4), снятым на режиме максимальной подачи при 800 об/мин, видно, что при впрыске топлива в среду с противодействием характер протекания

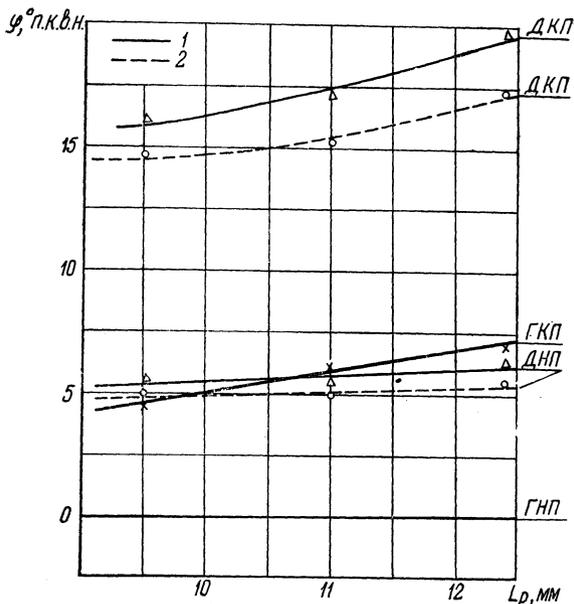


Рис. 3. Зависимость изменения фаз впрыска от противодействия среды

ГНП, ГКП — геометрическое начало и геометрический конец подачи; ДНП, ДКП — действительное начало и действительный конец подачи; 1 —  $p_{ср}$ , 2 —  $p_{ср}$

ния давления\* и особенно подъема иглы существенно отличается от характера протекания давления и подъема иглы при впрыске топлива в атмосферу.

Из диаграмм подъема иглы видно, что при впрыске в атмосферу конец впрыска характеризуется неустойчивой посадкой иглы рас-

\* Использование пьезокварцевого датчика для записи давлений перед форсункой не позволяет регистрировать величины остаточного давления в трубопроводе, знание которого позволило бы лучше уяснить картину влияния противодействия на процесс впрыска.

игольника (колебания иглы при посадке), в то время как посадка иглы при впрыске топлива в среду с противодавлением происходит более резко без последующих колебаний.

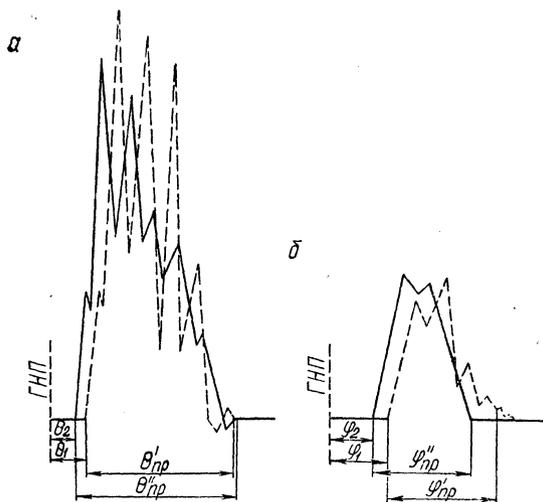


Рис. 4. Диаграммы давления (а) и подъема иглы (б) на режиме максимальной подачи.

### Выводы

1. Производительность топливной аппаратуры уменьшается с увеличением противодавления. При средней величине противодавления  $p_{\text{ср}} = 46 \text{ кг/см}^2$  производительность топливной аппаратуры дизеля Д-50 на режиме максимальной подачи уменьшается на  $0,28 \text{ кг/ч}$ .

2. Противодавление существенно влияет на фазы впрыска топлива. При  $p_{\text{ср}} = 55 \text{ кг/см}^2$  на режиме максимальной подачи:

а) действительное начало подачи топлива наступает на  $0,8^\circ$  п. к. в. н. раньше впрыска в атмосферу;

б) продолжительность впрыска на  $1,5^\circ$  меньше, чем продолжительность впрыска топлива в атмосферу;

в) конец подачи топлива при впрыске в среду с противодавлением заканчивается резкой отсечкой, в то же время конец подачи при впрыске топлива в атмосферу характеризуется неустойчивой посадкой иглы.

### Литература

1. Балакин В. И., Еремеев А. Ф., Семенов Б. Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. М., 1967.

Б. Е. Железко

## АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЖЕКТОРНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ\*

Недостатки широко распространенного в настоящее время вентиляторного охлаждения автотракторных двигателей ставят перед исследователями и конструкторами задачу изыскания и изучения принципиально новых способов охлаждения, которые отличались бы не только лучшими температурными характеристиками, но и более простой и дешевой конструкцией, компактностью, меньшими затратами мощности на систему охлаждения и т. п. К таким системам можно отнести эжекторное охлаждение двигателя, сущность которого заключается в том, что требуемый поток охлаждающего воздуха создается не вентилятором, а эжектором, в котором для этой цели используется энергия отработавших газов.

Опыты с двигателем Д-50 показали работоспособность эжекторного охлаждения на различных режимах работы, в том числе и при 10%-ной перегрузке. Диаграмма теплового состояния двигателя с эжекторным охлаждением при различных нагрузках и перегрузке представлена на рис. 1 в виде зависимости температуры выходящей из двигателя воды  $t'_в$  (°C) от времени работы  $\tau_{мин}$ .

Из диаграммы видно, что при работе двигателя на номинальном режиме ( $N_e = 50$  л. с.,  $n = 1600$  об/мин) температура теплоносителя (воды) не превышала 100°C, при работе на частичных нагрузках она была меньше 100°C, а при работе на 10%-ной перегрузке составила 104—105°C.

Температурные показатели двигателя зависят как от количества тепла, отдаваемого двигателем в воду, так и от того, как система охлаждения передает тепло конечной охлаждающей среде (воздуху). Если теплоотдача в воду связана в основном с режимом ра-

\* Данную статью следует рассматривать как продолжение ранее опубликованных материалов [4, 5, 6].

Все графики построены по данным эксперимента, полученным вследствие применения плоского секционного эжектора (количество сопел  $n_c = 8$ , диаметр сопла  $d_c = 14$  мм, масштаб эжектора, т. е. отношение площадей поперечных сечений камеры эжектора и сопел,  $m = 22$ ). Наклонение составляют лишь графики на рис. 4 и 5, где изменялись соответственно диаметр сопел и масштаб эжектора.

боты, с тепловыми процессами, протекающими в цилиндрах двигателя, то способность системы охлаждения передавать тепло воздуху зависит от конструкции, и от материала радиатора, и от внешних условий, и от расхода и скорости охлаждающего воздуха через радиатор. Расход же охлаждающего воздуха находится в зависимости от процесса эжекции, на который оказывают влияние тер-

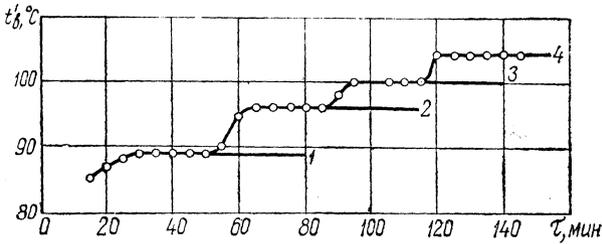


Рис. 1. Диаграмма теплового состояния двигателя Д-50 с эжекторным охлаждением при  $n = 1600$  об/мин (по нагрузочной характеристике):  
 1— $N_e = 40$  л. с.; 2— $N_e = 45$  л. с.; 3— $N_e = 50$  л. с.;  
 4— $N_e = 55$  л. с.

модинамические параметры выхлопных газов, сопротивление радиатора, конструкция эжектора, характер движения эжектирующего газа и т. п. Задачей исследования являлось изучение теплообмена между радиатором и охлаждающей средой. Поэтому во время испытаний эжекторного охлаждения значительное внимание было уделено определению степени влияния различных факторов на производительность эжектора.

В этом плане изучался и процесс эжекции. Влияние отдельных факторов на эффективные показатели эжектора исследовалось при неизменности остальных факторов.

Основными показателями работы эжектора являются: разрежение, создаваемое в эжекторе ( $p_2$ ); производительность эжектора ( $G_2$ ); коэффициент эжекции ( $q = G_2/G_1$ ); коэффициент полезного действия эжектора. Производными показателями следует считать: противодействие двигателю (давление эжектирующего выхлопного газа перед сопловым аппаратом)  $p_r$ ; количество тепла, отведенного от радиатора эжектируемым воздухом,  $Q$ ; температуру выходящей из двигателя воды  $t'_в$ .

Рассмотрим влияние различных факторов на основные и производные показатели работы эжекторного охлаждения.

**Влияние мощности двигателя.** На рис. 2 показана зависимость разрежения в эжекторе от мощности двигателя при постоянном числе оборотов. Увеличение разрежения при повышении мощности явилось следствием роста скорости истечения отработавших газов из соплового аппарата, который вызван повышением температуры

и давления выхлопа. Постоянство оборотов двигателя характеризует постоянство весового расхода эжектирующего газа (если пренебречь некоторым увеличением его за счет расхода топлива). Следовательно, повышение скорости истечения отработавших газов можно считать единственной причиной падения давления в эжекторе. При постоянном сопротивлении радиатора увеличение разрежения в камере эжектора вызывает повышение расхода эжектируемого воздуха и, следовательно, рост коэффициента эжекции. Из рис. 2 видно, что расход охлаждающего воздуха повышается на 500 кг/ч, т. е. примерно на 20%, при увеличении мощности от 30 до 53 л. с.

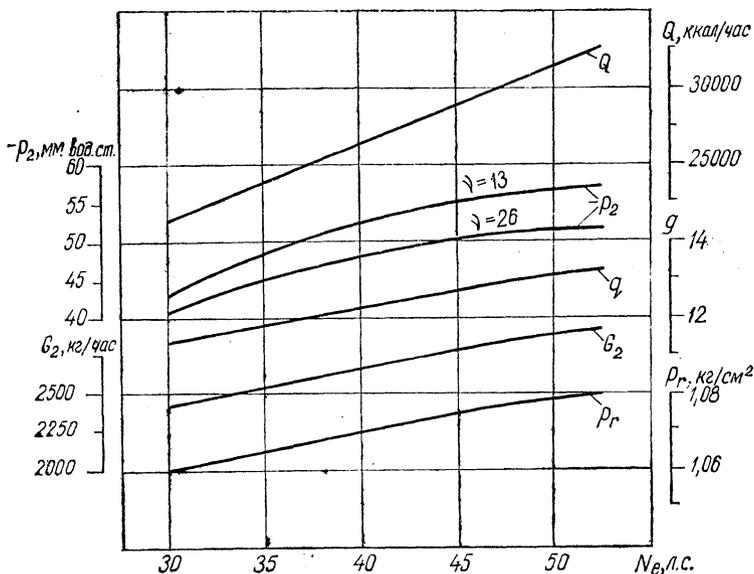


Рис. 2. Зависимость разрежения в эжекторе —  $p_2$ , количества эжектируемого воздуха  $G_2$ , теплосъема с радиатора  $Q$ , коэффициента эжекции  $q$  и противодавления двигателю  $p_r$  от эффективной мощности двигателя при  $n = 1600$  об/мин.

Зависимость расхода охлаждающего воздуха от мощности двигателя представляет существенное преимущество эжекторного охлаждения в сравнении с вентиляторным, где такая зависимость отсутствует. Прирост количества охлаждающего воздуха способствует стабилизации теплового состояния двигателя, делает его менее чувствительным к изменению режима работы двигателя.

Так как теплоотдача в воду растет быстрее, чем расход охлаждающего воздуха через радиатор, то и при эжекторном охлаждении температура теплоносителя возрастает вместе с нагрузкой на двигатель. Зависимость теплосъема с радиатора при эжекторном

охлаждении от нагрузки на двигатель представлена на рис. 2 (при установившемся тепловом режиме теплосъем с радиатора примерно равен теплоотдаче двигателя в воду). На рис. 2 показано также увеличение противодействия двигателю при повышении нагрузки. Линейная зависимость противодействия от мощности подтверждает, что она вызвана увеличением объема выхлопных газов вследствие повышения температуры.

*Влияние числа оборотов двигателя.* Испытания показали, что основное влияние на процесс эжекции и эффективные показатели эжекторного охлаждения оказывают обороты двигателя. Здесь решающую роль играют количество и термодинамические параметры эжектирующего газа. Такой вывод вытекает из основных теоретических соотношений процесса эжекции, изложенных в литературе [1, 2, 3, 7, 8, 9]. Эксперимент в основном подтвердил результаты аналитических расчетов по упомянутым соотношениям, хотя при этом были выявлены и некоторые отклонения.

Количество эжектирующего газа пропорционально числу оборотов двигателя, что подтверждено опытными данными (рис. 3).

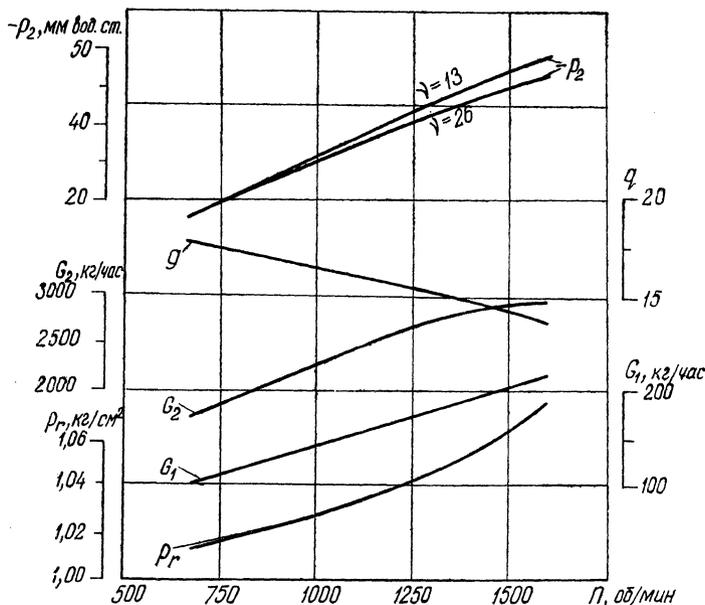


Рис. 3. Зависимость разрежения в эжекторе —  $p_2$ , количества эжектируемого воздуха  $G_2$ , эжектирующего (выхлопного) газа  $G_1$ , коэффициента эжекции  $q$  и противодействия двигателю  $p_r$  от оборотов двигателя  $n$  (по внешней характеристике).

Казалось бы, с увеличением числа оборотов линейно должно увеличиваться количество эжектируемого воздуха и разрежение в

эжекторе. Однако на практике линейной зависимости не наблюдалось. Из рис. 3 видно, что степень увеличения количества эжектируемого воздуха уменьшается с повышением числа оборотов, хотя и остается положительной. Следовательно, прирост расхода охлаждающего воздуха через радиатор уменьшается с увеличением числа оборотов двигателя. Соответственно уменьшению прироста расхода эжектируемого воздуха снижался и коэффициент полезного действия эжектора. Увеличение оборотов от 1200 до 1600 *об/мин* уменьшило к. п. д. эжектора от 0,35 до 0,28.

Особый интерес представляет зависимость разрежения в камере эжектора от числа оборотов двигателя (см. рис. 3). При повышении числа оборотов двигателя, т. е. с ростом количества эжектирующего газа, разрежение в эжекторе увеличивается, хотя степень увеличения при этом снижается, что характеризуется кривизной кривых, которые отличаются лишь тем, что показывают зависимость разрежения от числа оборотов при различной частоте пульсации активного газа. Из рис. 3 видно, что кривая с большей частотой пульсации располагается ниже и имеет большую кривизну. Причем обе кривые начинают отличаться в диапазоне 900—1000 *об/мин*, где максимальная частота пульсации составляет  $\nu = 16$ . Это означает, что повышение частоты пульсации выше величины  $\nu = 16$  отрицательно сказывается на эффективных показателях работы эжектора, в том числе и на расходе эжектируемого воздуха.

На рис. 3 показана также зависимость коэффициента эжекции от изменения числа оборотов двигателя. Коэффициент эжекции уменьшается с ростом числа оборотов, что вытекает из анализа зависимостей  $G_1 = f(n)$ ,  $G_2 = f(n)$ . Действительно, в любой точке испытываемого диапазона оборотов первая производная от функции, описывающей кривую  $G_2 = f(n)$ , меньше, чем соответствующая первая производная от функции, описывающей кривую  $G_1 = f(n)$ . Значит функция, описывающая зависимость отношения расходов эжектируемого воздуха и эжектирующего газа, должна быть убывающей в том же диапазоне изменения числа оборотов. Такая зависимость выгодна для систем охлаждения автотракторных двигателей, так как способствует стабилизации теплового состояния двигателя на переходных режимах работы. Исследование показало, что график расхода охлаждающего воздуха через радиатор более пологий у эжекторного охлаждения (в функции от оборотов) в сравнении с вентиляторным. Следовательно, эжекторное охлаждение менее чувствительно к изменению оборотов двигателя по сравнению с вентиляторным.

Изменение противодавления двигателю в функции от числа оборотов для эжекторного охлаждения также представлено на рис. 3. Существенное влияние оборотов на величину противодавления вызвано увеличением расхода обработанных газов. Небольшая кри-

визна кривой объясняется повышением температуры газов в связи с увеличением мощности (испытания проводились по внешней характеристике двигателя). Опыты с оптимальным вариантом эжектора показали, что при работе двигателя на номинальном режиме величина противодавления составляет  $1,075 \text{ кг/см}^2$ , т. е. не превышает общепринятых расчетных норм.

*Влияние площади выходного сечения соплового аппарата.* При исследовании влияния площади выходного сечения соплового аппарата на основные показатели работы эжектора были выявлены существенные отклонения данных эксперимента от результатов аналитических расчетов по известной методике, изложенной в литературе [1, 3, 4, 8].

Как следует из этих зависимостей, уменьшение площади выходного сечения соплового аппарата в условиях постоянства расхода эжектирующего газа способствует росту эффективности работы эжектора. Уменьшение диаметра сопел приводит к повышению полного давления и скорости истечения активного газа, что должно, согласно уравнению эжекции, повысить разрежение в камере эжектора, увеличить скорость и расход эжектируемого воздуха. Однако на практике наблюдалась несколько иная картина.

Несмотря на некоторое повышение разрежения в эжекторе (рис. 4), что вызвано ростом скорости активного газа, имело место

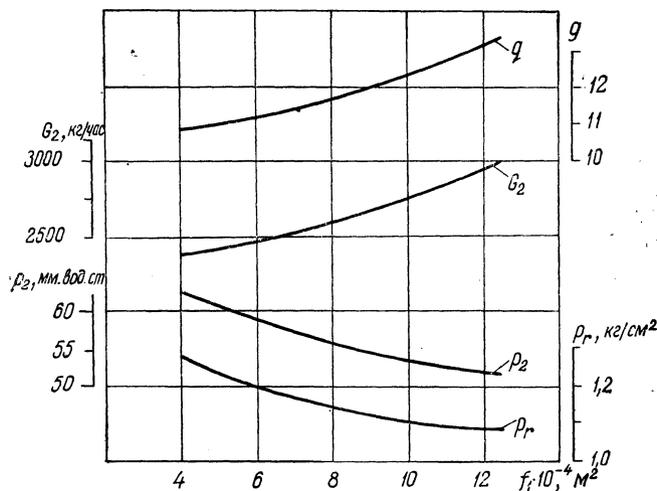


Рис. 4. Зависимость разрежения в эжекторе —  $p_2$ , количества эжектируемого воздуха  $G_2$ , коэффициента эжекции  $q$  и противодавления двигателю  $p_r$  от площади выходного сечения соплового аппарата  $f_1$ .

снижение на 17% расхода эжектируемого воздуха при уменьшении площади выходного сечения соплового аппарата в три раза.

Такое снижение расхода не может быть объяснено возрастанием потерь энергии на смешение потоков или недостаточной длиной камеры эжектора. Возникает предположение, не играет ли повышение давления эжектирующего газа отрицательную роль в процессе эжекции, не являются ли ошибочными существующие расчетные зависимости эжектирующего устройства. Это предположение было бы неправильным. Скоростной напор, безусловно, играет решающую роль в процессе эжекции. Снижение расхода эжектируемого воздуха при уменьшении площади выходного сечения соплового аппарата вызвано какими-то другими факторами, которые не учтены в уравнении эжекции и влияние которых оказалось особенно действенным в условиях пульсирующего движения активного газа. Таким фактором следует считать периметр выходного сечения соплового аппарата.

Если за основу механизма эжекции взять взаимодействие между частицами газа смешиваемых потоков [1], то становится понятным, что, чем больше первоначальная поверхность контакта между потоками активного и пассивного газов, тем больше эффект эжекции. Уменьшение периметра выходного сечения соплового аппарата и повышение скорости истечения эжектирующего газа, вызванное уменьшением диаметра сопел, уменьшает угол конусности факела активной струи и сокращает поверхность контакта.

Фактор периметра играет положительную роль в эжекторном охлаждении, так как способствует получению требуемого эффекта охлаждения без повышения противодавления двигателю. Для этого форму выходного сечения соплового аппарата следует выбирать такой, чтобы периметр был наибольшим. Можно рекомендовать форму сечения щелевую, крестообразную, звездообразную и т. п. При выборе формы сечения следует руководствоваться, конечно, конструктивными и технологическими соображениями. Необходимо отметить, что экспериментируемые сопла круглого сечения являются самыми нерациональными с точки зрения фактора периметра.

*Влияние масштаба эжектора.* Зависимость количества эжектируемого воздуха и коэффициента эжекции от масштаба эжектора представлена на рис. 5. С возрастанием масштаба растет расход эжектируемого воздуха и коэффициент эжекции, что достаточно хорошо согласуется с расчетными данными, вычисленными по известным зависимостям. Повышение производительности эжектора с увеличением масштаба сопровождается понижением разрежения в камере эжектора и, таким образом, ограничивается величиной аэродинамического сопротивления радиатора. Кроме того, увеличение масштаба связано с удлинением камеры смешения, т. е. с увеличением габаритов эжектирующего устройства.

Характер изменения разрежения в эжекторе при различной частоте пульсации в зависимости от масштаба эжектора также показан на рис. 5.

**Влияние пульсации.** Вопрос о влиянии пульсации активного газа на процесс эжекции является новым, сложным и требует детального исследования. В данной работе, основная цель которой — исследование эжекторного охлаждения, этот вопрос изучался в общих чертах в связи с пульсирующим характером движения отработавших газов двигателя и заключался в том, чтобы качественно решить, влияет или не влияет пульсация на показатели работы эжектора. В эксперименте частота пульсации  $\gamma$  изменялась в со-

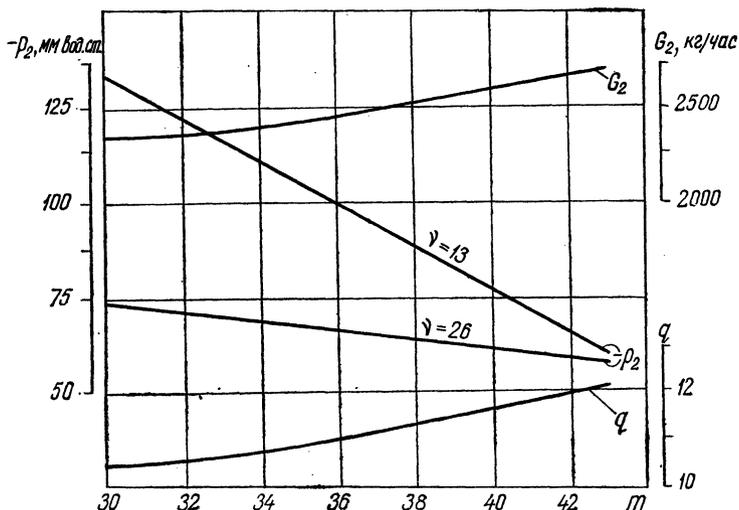


Рис. 5. Зависимость разрежения в эжекторе —  $p_2$ , количества эжектируемого воздуха  $G_2$  и коэффициента эжекции  $q$  от масштаба эжектора  $m$  при номинальном режиме работы двигателя ( $N_e = 50$  л. с.,  $n = 1600$  об/мин).

ответствии с изменением схемы объединения выхлопа и питания соплового аппарата (выхлоп от одного цилиндра или выхлоп от двух цилиндров через общий коллектор). Опыты показали, что пульсация оказывает значительное влияние на процесс эжекции. Уже отмечалось, что кривые одной и той же зависимости, снятые при различной частоте пульсации эжектирующего газа, существенно различаются между собой (см. рис. 2, 3, 5), причем различие между ними определяется не только частотой пульсации  $\gamma$ , но и масштабом эжектора  $m$  и в некоторой степени мощностью двигателя. С увеличением масштаба эжектора влияние пульсации резко снижается, что видно из сопоставления кривых на рис. 5. Результаты измерения давления и температуры смеси в различных точках эжектора позволяют считать, что зависимость фактора пульсации от частоты пульсации должна представлять собой кривую,

имеющую точку экстремума. Предполагается, что оптимальная частота пульсации находится в диапазоне  $\nu = 15\text{---}20$ .

Итак, пульсация оказывает положительное влияние на процесс эжекции. Специалистам предстоит вывести уравнение эжектора с учетом пульсирующего характера движения активного газа, частными случаями которого могут быть существующие уравнения, справедливые для стационарных потоков. Насколько отличаются результаты расчетов по существующим теоретическим зависимостям от опытных данных, видно из сопоставления характеристик эжектора, приведенных на рис. 6, 7. Как следует из графиков, тео-

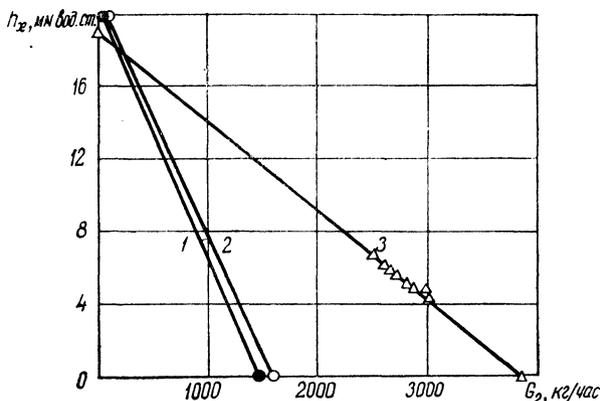


Рис. 6. Характеристика эжектора  $h_x = f(G_2)$  при номинальном режиме работы двигателя ( $N_e = 50$  л. с.,  $n = 1600$  об/мин):

1 — расчетная по формуле Баулина; 2 — расчетная по формуле Ивянского; 3 — экспериментальная.

ретические характеристики, построенные по формулам Баулина и Ивянского [3, 8], почти совпадают, в то время как опытная характеристика существенно и выгодно отличается от теоретических, особенно при малых сопротивлениях на всасывании. Пульсация активного газа повысила коэффициент эжекции примерно в два раза, и не учитывать этого при расчете эжектора для охлаждения двигателя было бы большой ошибкой.

Так как пока не существует уравнения эжекции для пульсирующих потоков, расчет эжектора для охлаждения двигателя внутреннего сгорания можно производить по известным уравнениям эжекции стационарных потоков, но результаты расчета необходимо корректировать коэффициентом пульсации  $k_n$ . Например, если по принятому масштабу  $m$ , известному аэродинамическому сопротивлению радиатора  $h_x$  и скоростному давлению  $h_1$  вычисляется

коэффициент эжекции  $q$ , то его необходимо умножить на коэффициент пульсации  $k_n$ , т. е. скорректировать по выражению

$$q_n = k_n q.$$

Для двигателя Д-50 коэффициент пульсации  $k_n = 2$ , если относительное давление эжектора находится в диапазоне  $h_x/h_1 = 0 - 0,05$  и если частота пульсации составляет  $\nu = 15 - 20$ . Более точную величину коэффициента пульсации для двигателя Д-50 можно определить из рис. 7.

У других двигателей коэффициент пульсации будет иметь другую величину, но у двигателей одного класса (близких по мощности и оборотам) он будет примерно таким, как и у двигателя Д-50.

Зная полный коэффициент эжекции  $q_n$  и расход эжектирующего (отработавшего) газа, нетрудно вычислить производительность эжектора (расход эжектируемого воздуха)  $G_2$  по выражению

$$G_2 = q_n G_1.$$

*Сравнение эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50.* Целью заключительной части исследования было сравнительное испытание эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50 в одинаковых температурных условиях окружающей среды. Следует отметить, что

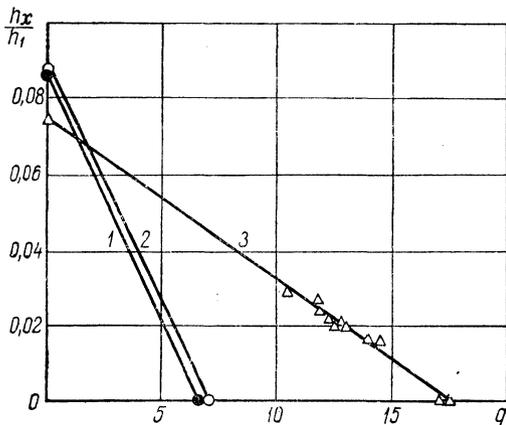


Рис. 7. Безразмерная характеристика эжектора  $\frac{h_x}{h_1} = f(g)$  при номинальном режиме работы двигателя ( $N_e = 50$  л. с.,  $n = 1600$  об/мин):

1 — расчетная по формуле Баулина; 2 — расчетная по формуле Ивянского; 3 — экспериментальная.

эжекторное охлаждение работало в худших условиях по водяному и воздушному трактам: дополнительные три метра трубопровода с пятью коленами, соединявшие радиатор с водяной рубашкой двигателя, значительно увеличили сопротивление по тракту движения воды, существенно снизили полезное давление водяного насоса и, таким образом, ухудшили температурные и экономические показатели работы двигателя.

Обдув двигателя охлаждающим воздухом после радиатора также способствовал улучшению температурных характеристик вентиляторного охлаждения, чего не было в эжекторном охлаждении с изолированным воздушным трактом.

Результаты сравнительных испытаний представлены на рис. 8.

Установлено, что охлаждение двигателя с помощью эжектора так же эффективно, как и с помощью вентилятора. Температура теплоносителя в двигателе, оснащенном радиатором с воздушной заслонкой, серийным вентилятором и облицовкой радиатора, составила  $100^{\circ}\text{C}$  при работе на номинальном режиме ( $N_e = 50 \text{ л. с.}$ ,  $n = 1600 \text{ об/мин}$ ). Такая же температура наблюдалась с эжекторным охлаждением при работе двигателя на том же номинальном режиме. В обоих случаях перепад температуры воды в радиаторе составил  $3\text{--}4^{\circ}\text{C}$ . Несколько меньшая температура теплоносителя (порядка  $92^{\circ}\text{C}$ ) фиксировалась, когда двигатель был укомплектован радиатором и вентилятором без воздушной заслонки и облицовки.

Серийный двухлопастный вентилятор двигателя Д-50 потребляет  $N_v = 2 \text{ л. с.}$  от эффективной мощности при  $n = 1600 \text{ об/мин}$ . Применение эжекторного охлаждения позволило избежать этих затрат и таким образом повысить номинальную эффективную мощность двигателя

с 50 до 52 л. с., т. е. форсировать двигатель на 4%. В этом показателе заключено основное преимущество эжекторного охлаждения.

Удельный эффективный расход топлива у двигателя с эжекторным охлаждением оказался на  $1\text{--}2 \text{ Г/л. с.-ч}$  меньше, чем у того же двигателя с вентиляторным охлаждением. Необходимо отметить, что ожидаемая экономия должна была составить около  $5 \text{ Г/л. с.-ч}$ . Отдельные опыты показывали такую экономию, но среднее значение (графики строились по средне-статистическим данным) составило  $1,5 \text{ Г/л. с.-ч}$ . Очевидно, на экономику оказали влияние конструктивные и производственные недочеты эжектора (удлинение трубопроводов водяного тракта и т. п.). Тем не менее двигатель с эжекторным охлаждением имеет более высокую экономичность.

Во время сравнительных испытаний эжекторного и вентиляторного охлаждения изучалось поле скоростей охлаждающего воздуха перед радиатором. Оказалось, что при вентиляторном охлаждении поле скоростей весьма неравномерно. Основная масса воздуха проходит через среднюю часть радиатора в виде осевого потока.

В углах радиатора скорость воздуха очень мала, следовательно, эффективность теплообмена в этих зонах незначительна. При

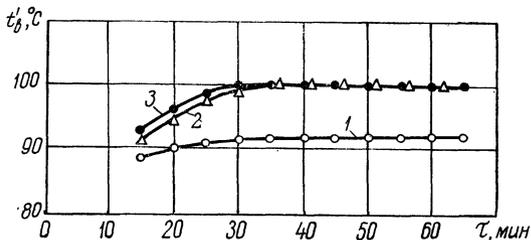


Рис. 8. Температурные характеристики эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50 при номинальном режиме работы: 1 — двигатель оснащен радиатором и вентилятором; 2 — радиатором, вентилятором, воздушной заслонкой и облицовкой радиатора; 3 — радиатором и эжектором.

эжекторном охлаждении наблюдалось почти равномерное поле скоростей по всей фронтальной площади радиатора. Охлаждающий воздух поступал в радиатор и с фронта и с боков в одинаковой мере. Следовательно, степень использования поверхности теплообмена радиатора при эжекторном охлаждении выше, чем при вентиляторном. Этим объясняется тот факт, что эжекторное охлаждение при сравнительно меньшем количестве охлаждающего воздуха обеспечило такой же эффект, что и вентиляторное.

Итак, сравнительные испытания подтвердили преимущества эжекторного охлаждения по сравнению с вентиляторным, хотя некоторые из них (экономичность) проявились не в полной мере.

Проведенное исследование позволяет приступить к проектированию и испытанию эжекторного охлаждения непосредственно на тракторе в полевых условиях.

Выбор объекта эжекторного охлаждения определялся тем, можно ли распространить результаты исследования на другие двигатели такого же класса. Тракторные двигатели работают в более тяжелых условиях, чем автомобильные, поэтому требования к системе охлаждения тракторных двигателей более высокие. Следовательно, если доказана возможность охлаждения тракторного двигателя небольшой мощности без вентилятора посредством эжектирования охлаждающего воздуха через радиатор за счет энергии отработавших газов, то этот вывод можно распространить и на автомобильные двигатели соответствующего класса.

В последнее время в нашей стране и за рубежом все больший интерес проявляется к охлаждению двигателя без промежуточного теплоносителя (воздушное охлаждение). В связи с этим полезно заметить, что применение эжектора в воздушном охлаждении вполне рационально. Большой перепад температур между охлаждающими ребрами и окружающей средой, а также конструктивные соображения ставят эжекторное охлаждение в выгодное положение по сравнению с вентиляторным в системе воздушного охлаждения автотракторных двигателей.

### Л и т е р а т у р а

1. *Абрамович Г. Н.* Прикладная газовая динамика. М., 1953.
2. *Баулин К. К.* Исследование работы эжектора. «Отопление и вентиляция», 1933, № 2.
3. *Баулин К. К.* О расчете эжектора. «Отопление и вентиляция», 1938, № 6.
4. *Дейч М. Е.* Техническая гидродинамика. М.—Л., 1953.
5. *Железко Б. Е.* Экспериментальное исследование эжекторного охлаждения двигателя. «Инж.-физ. журн.», 1962, № 1.
6. *Железко Б. Е.* К вопросу об охлаждении двигателя внутреннего сгорания. «Изв. АН БССР», сер. физ. техн. наук, 1962, № 1.
7. *Железко Б. Е.* Использование энергии выхлопных газов транспортных двигателей внутреннего сгорания. В сб.: «Исследования в области теплообмена и аэродинамики потоков». Минск, 1963.
8. *Низанский С. И.* Обобщение расчета эжектора. «Отопление и вентиляция», 1936, № 12.
9. *Филимонов А. И.* О методике испытаний и режимах работы газового эжектора. «Автомобильная промышленность», 1958, № 2.

Г. Н. Слободич, И. Д. Раксин

## К ВОПРОСУ УЛУЧШЕНИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ Д-50

Для обеспечения работы двигателя внутреннего сгорания тепловое состояние отдельных деталей и узлов двигателя должно обеспечивать заданные показатели его работы: мощность, экономичность, надежность и долговечность. Тепловое состояние двигателя характеризуется степенью нагретости (температурой) его основных деталей. Температура последних зависит как от тепловой нагрузки на эти детали, так и от теплоотводящей способности их поверхностей.

Головка блока цилиндров является одной из наиболее теплонапряженных деталей двигателя. Тепловое состояние головки блока и гильз цилиндров определяется прежде всего соотношением долей тепловой энергии, отводимой в охлаждающую среду каждой из этих деталей. Кроме этого, на тепловое состояние деталей оказывает влияние ряд других факторов. Прежде всего имеют значение закономерности распределения температур по объему головки блока. В существующих конструкциях головок наблюдается значительная неравномерность температурных полей, что объясняется как сложностью конфигурации головки блока, так и неравномерностью подвода тепловой энергии к отдельным ее зонам. Неравномерность температурных полей приводит к изменению геометрии деталей двигателя и увеличивает износ сопряженных деталей, а также является причиной образования трещин перемычек между клапанами в головке блока.

Вопросам охлаждения головки блока посвящено много работ, в которых основное внимание обращается на подвод охлаждающей жидкости к наиболее нагретым местам с помощью направленных каналов. Выполненные в головке цилиндров направленные каналы позволяют подводить воду непосредственно к теплонапряженным местам.

В связи с этим мы поставили перед собой задачу произвести проверку эффективности организации направленных потоков охлаждения перемычек головки блока цилиндров двигателя Д-50.

Известно, что перемычка между камерой сгорания и клапанами нуждается в интенсивном охлаждении. Интенсификация охлаждения тем более необходима, что форсировка двигателя по среднему

эффективному давлению  $p_e$  и оборотам приводит к значительным температурным нагрузкам в зоне клапанов и вставки камеры сгорания.

При проведении испытаний температура головки блока цилиндров замерялась медьконстантовыми термопарами. Термопары заделывались в стальной стаканчик. Схема заделки термопар представлена на рис. 1. На наружной поверхности стаканчика имелись канавки, в которые помещались спай термопар. После укладки термопар канавки запаивались припоем. Концы термопар выводились в центральное отверстие стаканчика, которое заделывалось зубным цементом. Готовые стаканчики запрессовывались в перемычки головки блока в специально просверленные отверстия.

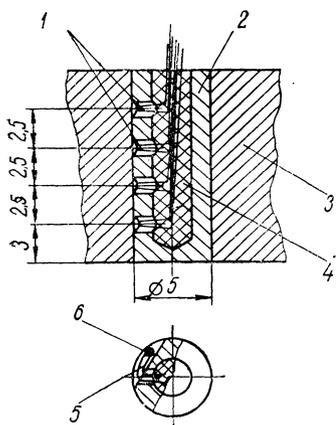


Рис. 1. Схема заделки термопар в стаканчик для измерения температуры по толщине перемычки:

1 — места установки термопар; 2 — стаканчик; 3 — перемычка головки блока; 4 — зубной цемент; 5 — канавка; 6 — спай термопары.

Такая заделка термопар исключает ошибку в измерении температур по толщине перемычки, так как независимо от положения спая по окружности стаканчика последний строго зафиксирован по высоте относительно нижней плоскости головки блока. При измерениях использовался потенциометр с ценой деления  $1^\circ\text{C}$ .

Кроме замеров температур деталей двигателя, проводились измерения расхода воды по каналам головки блока цилиндров. Расход воды по каждому каналу, соединяющему водяные рубашки головки и блока, замерялся объемным расходомером на специальном макете серийного двигателя Д-50.

Макет двигателя выполнялся таким образом, что плоскость головки блока была удалена на расстояние 200—300 мм от верхней плоскости блока и все отверстия рубашек головки и блока по плоскости их разъема соединялись резиновыми патрубками. Для этого по плоскости разъема головки и блока в отверстия были запрессованы втулки и на втулки одевались резиновые патрубки. При подключении расходомера втулки служили для подсоединения входного и выходного шлангов расходомера.

Измерение расхода жидкости производилось последовательно по каждому отверстию. Замер осуществлялся следующим образом. К отверстиям рубашек головки и блока подсоединялся трубопровод известного объема. В начале и в конце трубопровода имелись стеклянные вставки для визуального наблюдения за движением

жидкости в трубопроводе. Замер расхода сводился к замеру времени прохождения жидкости по трубопроводу.

Схема расходомерного устройства показала на рис. 2. В начало трубопровода при помощи пипетки вводилась небольшая доза туши и одновременно включался секундомер. При появлении туши в смотровом окошке в конце трубопровода секундомер выключался. Зная объем трубопровода и время прохождения жидкости, можно подсчитать расход жидкости через отверстия, к которым подсоединялся расходомер:

$$G_B = \frac{V}{t},$$

где  $V$  — объем трубопровода,  $л$ ;  $t$  — время прохождения жидкости объемом  $V$  по трубопроводу,  $мин$ .

Проведенные исследования температурных состояний показали, что наиболее теплонпряженными местами головки блока двигателя Д-50 являются перемычки между вставкой камеры сгорания и выхлопным клапаном. Изменение температуры перемычек первого и второго цилиндров серийного двигателя в зависимости от среднего эффективного давления ( $p_e$ ) представлено на рис. 3. Закономерность в изменении температуры перемычек третьего и четвертого цилиндров аналогична. Рассматривая часовой расход топлива ( $G_T$ ) и максимальную температуру перемычек в зависимости от величины  $p_e$ , можно заметить одинаковый характер их изменения. Следовательно, при форсировании двигателя по  $p_e$  следует ожидать значительного роста температуры перемычек. В связи с этим необходимо найти метод эффективного охлаждения головки, чтобы температура перемычек при форсировке двигателя не превышала  $270—280^{\circ}C$ .

Улучшение охлаждения перемычек за счет увеличения количества циркулирующей воды не может считаться рациональным, так как приводит к увеличению затрат мощности. Авторами было рассмотрено три варианта схем охлаждения головки двигателя Д-50 без увеличения количества охлаждающей воды.

В первом варианте исследовалась головка двигателя с направленными каналами, подводящими воду непосредственно к перемычкам (см. рис. 2). При измерении расхода жидкости было установлено, что через каждый из четырех направленных каналов проходит приблизительно  $6,3 л/мин$  воды. Однако, как показали исследования, эффективность направленных каналов в головке блока двигателя Д-50 практически трудно определить. Температура мест, охлаждение которых должны улучшать направленные потоки, не изменяется независимо от того, открыты или закрыты направленные каналы. При проведении испытаний расход воды по двигателю поддерживался постоянным.

Следовательно, количество воды, проходящее по направленным каналам, не может повлиять на температуру перемычек головки блока.

Во втором варианте исследовалась головка с поперечным потоком охлаждающей воды при закрытых направленных каналах. Отвод воды из головки блока производился через специальный

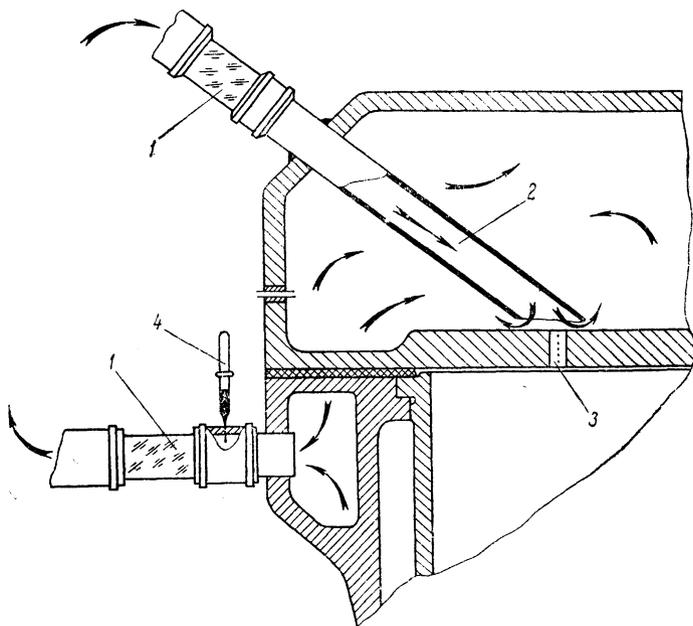


Рис. 2. Схема направленных каналов, подводящих воду непосредственно на перемычку:

1 — стеклянные трубки для наблюдения за движением воды при измерении расхода жидкости; 2 — направленный канал; 3 — стаканчик с термомпарами; 4 — пипетка с тушью.

коллектор, установленный сбоку головки со стороны выхлопного коллектора. Установка бокового коллектора позволила рационально организовать движение потоков воды в головке, что исключило наличие застойных зон. Однако это не привело к снижению температуры перемычек.

Схема третьего варианта охлаждения представлена на рис. 4. Отвод воды от перемычек к радиатору производился через коллектор, имеющий четыре водоотводные трубки (по числу цилиндров). Охлаждающая жидкость отводилась по этим трубкам от самой

перемычки. Все остальные отводящие отверстия головки блока были закрыты, в результате в охлаждении перемычек участвовало максимально возможное количество жидкости. Для получения большой скорости воды, охлаждающей перемычку, зазор между

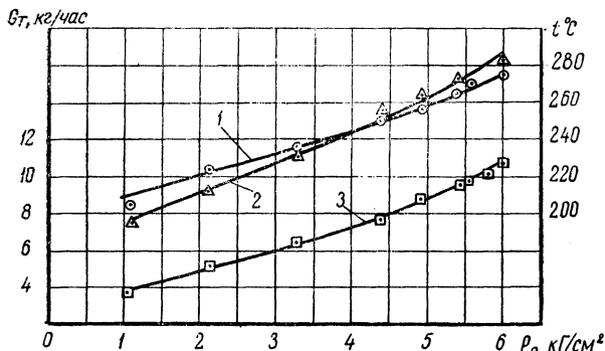


Рис. 3. Изменение часового расхода топлива (3) и температуры перемычек первого (2) и второго (1) цилиндров, замеренных на расстоянии 3 мм от нижней плоскости головки, в зависимости от  $p_{\theta}$ .

торцом отводящей трубки и охлаждаемым местом выбирался в пределах 3—5 мм.

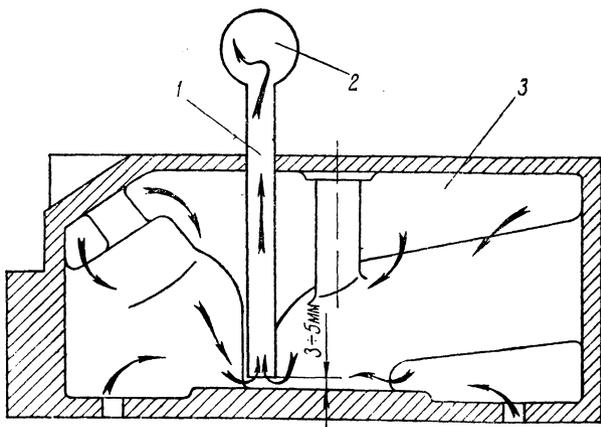


Рис. 4. Схема охлаждения головки с непосредственным отбором охлаждающей воды от перемычек головки блока:  
1 — водоотводящий канал; 2 — коллектор для отвода воды к радиатору; 3 — головка блока.

На рис. 5 представлен график распределения температур по толщине перемычки ( $s$ ) головки блока по серийной схеме охлаждения

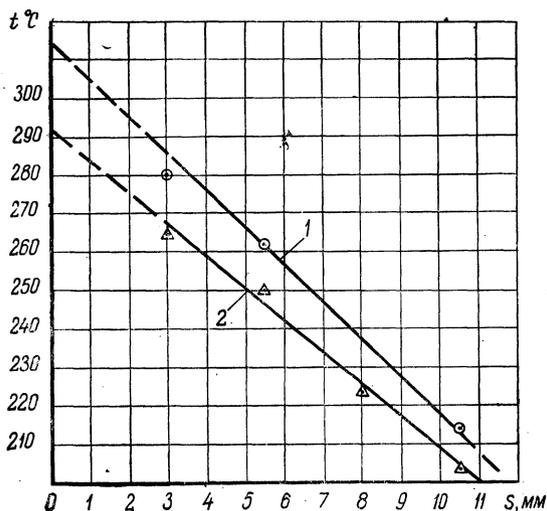


Рис. 5. График изменения температуры по толщине перемычки на режиме  $N_e = 55$  л. с. и  $n = 1700$  об/мин:

1 — серийная система охлаждения; 2 — система охлаждения с непосредственным отбором воды от перемычек.

дения (1) и по схеме с непосредственным отбором воды от перемычки (2). Как видно, организация охлаждения перемычек с непосредственным отбором позволяет снизить температуру перемычки на 20—25°C при  $N_e = 55$  л. с. и  $n = 1700$  об/мин. При удалении торцов отводящих трубок от перемычек эффект охлаждения снижается, и схема работает как серийная.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что из всех испытанных схем охлаждения перемычек головки блока наиболее эффективной является схема с непосредственным отбором воды из зон максимальной температуры с помощью специального коллектора.

**Л. Я. Волчок, П. В. Прокашко**

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПУСКА ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

В процессе эксплуатации тракторных двигателей пуск относится к числу наиболее часто повторяемых операций. От степени сложности и трудоемкости этой операции и от безотказности пусковой системы во многом зависят эксплуатационные качества двигателя и срок его службы: потери рабочего времени машины, повышенный износ двигателя и его пускового механизма. Иногда трудности пуска двигателя, особенно дизелей, в холодное время года побуждают тракториста применять различные недозволённые приемы для облегчения пуска, а также не останавливать двигатель при длительных паузах в работе. Работа двигателя на холостом ходу в течение длительного времени приводит к нагарообразованию, закоксовыванию и залеганию поршневых колец.

Поэтому изучение процесса пуска двигателя относится к числу наиболее актуальных задач исследования двигателей.

В настоящей работе рассматривается разработанная экспериментальная установка, а также измерительная аппаратура и методика исследования тракторных дизелей в условиях низких температур.

Всесторонние исследования процессов пуска тракторных дизелей можно выполнять только на специальных стендах в лабораторных условиях. Такие стенды должны удовлетворять ряду требований в соответствии с поставленными задачами.

Во всех случаях исследования пуска тракторных двигателей ставится задача изучения пуска в наиболее тяжелых условиях, характеризующихся низкими температурами окружающего воздуха и самого двигателя. Поэтому установка должна включать холодильную камеру для двигателя. Наиболее низкая температура в камере должна достигать 30—35°C ниже нуля, если не ставится задача исследования при особо тяжелых условиях.

Для создания условий пуска двигателя в холодильной камере, соответствующих пуску на открытом воздухе, достаточно предварительно охладить двигатель и воздух в камере до заданной температуры. В этих условиях камера может обслуживаться холодильным агрегатом сравнительно малой мощности.

Условия работы пускового устройства двигателя можно охарактеризовать величиной крутящего момента, необходимого для проворачивания коленчатого вала, и угловой скоростью вращения последнего. Причем как та, так и другая величины в процессе пуска характеризуются большой степенью неравномерности. Поэтому наиболее правильное представление о законе изменения этих величин можно составить на основании непрерывной записи их мгновенных значений. Если в качестве пускового устройства применяется электрический стартер, то дополнительной характеристикой может служить осциллограмма изменений электрического напряжения и сила тока в цепи стартера.

Условия возникновения первых вспышек топлива в цилиндрах двигателя определяются в основном температурой и давлением воздуха в цилиндре в конце сжатия. Поэтому измерять эти величины следует в первую очередь.

Объективная оценка эффективности протекания процесса пуска может быть осуществлена путем регистрации вспышек топлива в цилиндрах, их интенсивности и стабильности. Так как условия возникновения первых вспышек в отдельных цилиндрах неодинаковы, то очень важно иметь возможность распознавать на осциллограмме, к каким цилиндрам относятся зарегистрированные вспышки.

На протекание процесса пуска существенно влияние оказывают качество работы топливной аппаратуры на низких оборотах, степень заполнения цилиндров воздухом (величина коэффициента наполнения), величина утечек воздуха из цилиндра через неплотности за время сжатия.

Для проведения этих исследований необходимы специальные стенды.

Разработанный стенд позволяет осуществлять измерение всего комплекса величин, характеризующих процесс пуска, за исключением последней группы (коэффициента наполнения, утечки заряда и процесса впрыска топлива).

*Холодильная камера.* В установке применена разборная холодильная камера типа НКР-1, серийно выпускаемая отечественной промышленностью (рис. 1). Внутренние размеры камеры  $1,85 \times 1,85 \times 2,02$  м. Камера оборудована фреоновым одноступенчатым компрессорным агрегатом типа ФАК-1,5 м производительностью 1500 ккал/ч. При тщательном уплотнении щелей в стыках стенок камеры агрегат может поддерживать температуру до  $-26^\circ\text{C}$ . Для достижения более низких температур предусматривается установка холодильного агрегата типа АКВФ-6 производительностью 6000 ккал/ч.

Дверной проем камеры имеет размеры  $170 \times 77$  см (по высоте и ширине), что позволяет устанавливать в камере в основном все тракторные двигатели малой и средней мощности. Установку боль-

ших двигателей можно осуществить путем отсоединения одной из боковых панелей камеры.

*Пусковое устройство.* Одной из наиболее трудных задач при создании установки для исследования пуска двигателей является измерение крутящего момента, прилагаемого к валу двигателя во время пуска.

При исследовании электростартерного пуска наиболее часто применяют метод тарированного стартера, основанный на определении крутящего момента по электрической мощности и чис-

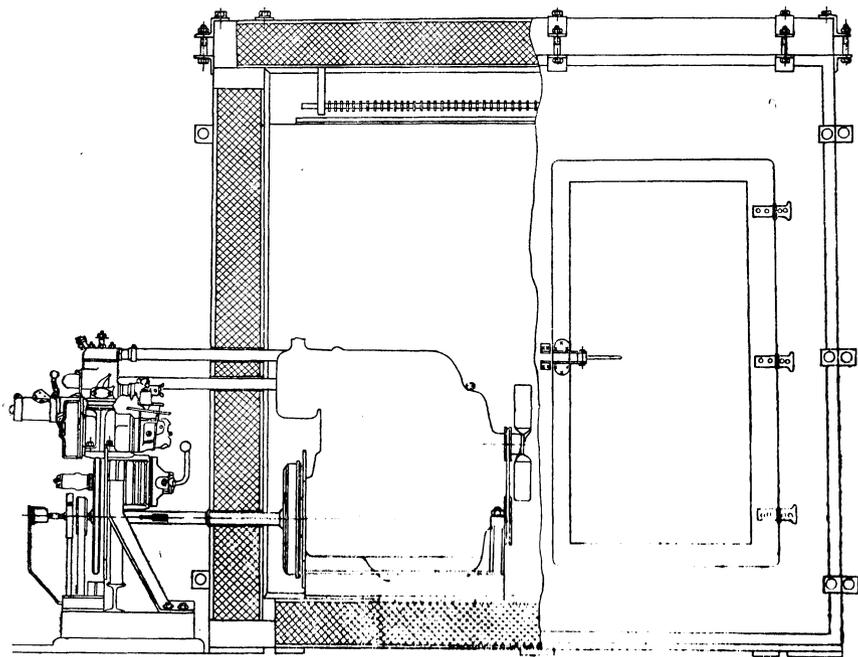


Рис. 1. Холодильная камера и размещение двигателя и пускового устройства (с пусковым двигателем).

лу оборотов стартера с учетом коэффициента полезного действия стартера и зубчатой передачи и передаточного отношения между ним и маховиком.

Этот метод требует кропотливого и трудоемкого вычисления и построения кривой крутящего момента по осциллограммам напряжения, силы тока и угловой скорости стартера, кроме того, он имеет еще один существенный недостаток. Коэффициент полезного действия стартера определяется путем тарирования его на установившихся режимах. Между тем в процессе пуска двигателя стартер работает в резко выраженном нестационарном режиме. Значе-

ния коэффициента полезного действия стартера в периоды разгона и торможения могут существенно отличаться от значений его при тех же угловых скоростях, но определенных в условиях стационарного режима. По этой причине точность определения крутящего момента этим методом невысокая.

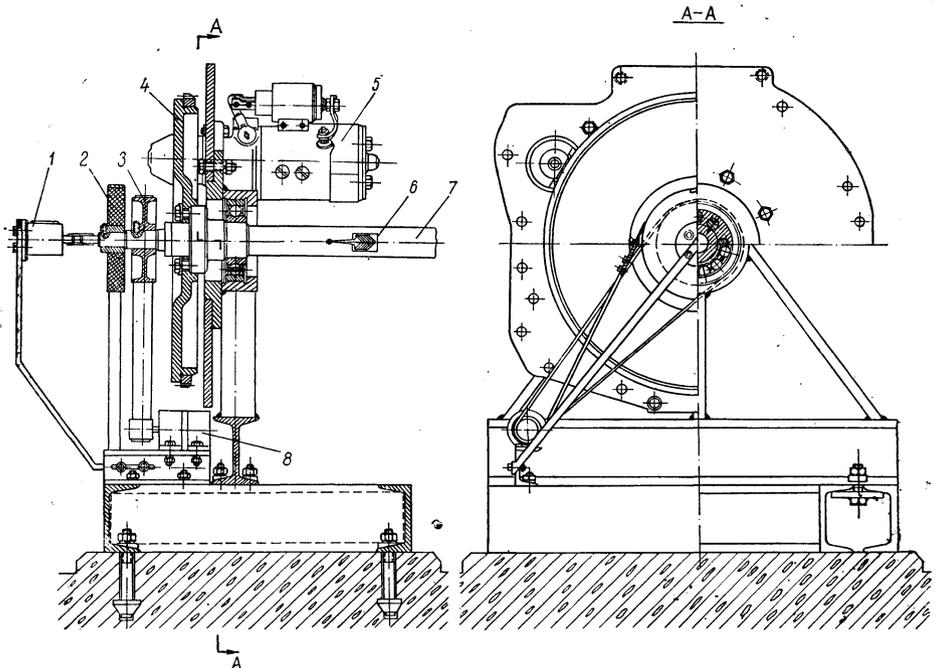


Рис. 2. Пусковое устройство (с электростартером):

1 — токосъемник; 2 — контактный диск ВМТ; 3 — шкив привода таходинамо; 4 — диск с зубчатым венцом; 5 — стартер; 6 — мост тензодатчиков; 7 — динамометрический вал; 8 — таходинамо.

Другой метод, пригодный для любого вида пускового устройства, основан на непосредственном измерении с помощью тензодатчиков усилия, передаваемого маховику. Для этой цели на задний конец коленчатого вала двигателя наращивается хвостовик, на который крепится маховик. В образовавшемся промежутке между маховиком и блоком цилиндров двигателя размещается диск с зубчатым венцом. Диск связан с маховиком при помощи упругих пальцев. На один из пальцев наклеиваются датчики, и он служит в качестве динамометра.

Существенными недостатками такого устройства являются сложность изготовления и монтажа на двигателе, а также ограниченность применения только для двигателей одного типа.

В описываемой установке пусковое устройство полностью отделено от двигателя (рис. 2) и соединено с ним полым валом 7, яв-

ляющимся одновременно и динамометрическим валом. Это позволило разместить пусковое устройство и основную часть датчиков измерительной аппаратуры вне холодильной камеры, что значительно упрощает управление установкой.

Опорой пускового устройства служит вертикальная треугольная рама, укрепляемая на четырехугольной фундаментальной раме. В вертикальной раме на шарикоподшипнике уложен приводной вал 7. Правый конец вала своими шлицами сцепляется с диском, укрепляемым на торце маховика испытуемого двигателя. На другом конце вала на фланце закреплен диск 4 с зубчатым венцом (диск изготовлен из маховика двигателя Д-50 путем проточки обода и диска). Стартер 5 закреплен на листе, представляющем заднюю опору двигателя. Лист в свою очередь укреплен на раме пускового устройства. На хвостовик вала насажен шкив 3 для привода таходинамо 8 и контактный диск 2 для нанесения на осциллограмму отметок верхней мертвой точки (ВМТ). Фольговые тензодатчики 6, наклеенные на вал 7, связаны с усилителем при помощи ртутного токосъемника 1.

Источником электрического тока служит стартерная батарея аккумуляторов, которая может устанавливаться как вне камеры, так и внутри нее с целью воспроизведения естественных условий пуска двигателя. Для прокрутки двигателя с разными угловыми скоростями в качестве источника тока предусматривается низковольтная динамо-машина постоянного тока типа АНД 1500/750.

*Измерительная аппаратура и методы ее тарирования.* На установке можно измерять крутящий момент, передаваемый валу двигателя, угловую скорость вала, электрическое напряжение на клеммах стартера, силу электрического тока в цепи стартера, давление в цилиндре двигателя, температуру воздуха в цилиндре во время сжатия и регистрировать вспышки топлива в цилиндрах и фазовые отметки.

Крутящий момент, как уже говорилось, измеряется при помощи динамометрического вала с тензодатчиками. При измерениях применяется тензостанция типа УТ4—1, работающая на несущей частоте 10 000 гц и обеспечивающая выходной ток до 100 ма.

Тарирование динамометра производится при помощи рычага, прикрепленного к диску с зубчатым венцом, и подвески с набором гирь. На время тарирования динамометра вал двигателя стопорится.

Угловую скорость часто измеряют путем нанесения на осциллограмму с помощью фотоэлектрического устройства отметок угла поворота вала через равные интервалы ( $5 \cdot 10^\circ$ ) [4]. По этим отметкам и по масштабным отметкам времени вычисляются средние значения угловой скорости на каждом интервале и затем строится кривая изменения угловой скорости на протяжении всего опыта. Так как угловая скорость изменяется плавно, то при малой ве-

личине угловых интервалов ее среднее значение на протяжении интервала мало отличается от мгновенного значения в середине интервала. Поэтому полученная кривая достаточно приближенно выражает изменение угловой скорости вращения вала.

Недостатками этого метода следует считать большую трудность обработки осциллограммы, построения графика, а также необходимость записывать осциллограммы с большой скоростью, что связано со значительным расходом осциллографной бумаги.

Этих недостатков лишен метод измерения угловой скорости при помощи таходинамо, примененный в описываемой установке. Таходинамо с постоянной магнитной системой при малых величинах тока в цепи якоря развивает напряжение, строго пропорциональное числу ее оборотов.

Особенностью таходинамо постоянного тока являются небольшие колебания напряжения и соответственно силы тока, связанные с коммутацией тока при помощи пластинчатого коллектора. Однако эти колебания значительно отличаются по частоте от изменений угловой скорости вращения вала. Это позволяет подобрать надлежащий фильтр, не пропускающий их в цепь шлейфа осциллографа. С целью увеличения разности частот колебаний угловой скорости и силы тока, обусловленных коммутацией, целесообразно применять повышающую передачу между валом двигателя и таходинамо, что и осуществлено в описываемой установке.

Тарирование таходинамо производится непосредственно на самой установке путем проворачивания двигателя с декомпрессией. Угловая скорость при этом поддерживается постоянной, так как отсутствуют ее колебания, связанные со сжатием и расширением воздуха в цилиндрах. Значение этой постоянной скорости легко находится по отметкам ВМТ и масштабным отметкам времени.

Напряжение на клеммах стартера измеряется путем подключения к ним шлейфа осциллографа через соответствующим образом подобранное сопротивление (последнее должно иметь такую величину, чтобы при напряжении на клеммах 12 в сила тока в цепи шлейфа не превышала допустимой величины). При записи напряжения необходимо нанести на осциллограмму нулевую линию, с которой совпадает луч шлейфа при его выключении.

Масштаб записи напряжения находится по величине отклонения шлейфа (при включении его в батарею) и по напряжению батареи, измеренному с помощью вольтметра.

Сила тока в цепи стартера в начальный момент его включения может достигнуть 1000 а и более. Поэтому для измерения ее в цепь стартера включают шунт на 1000—1500 а, на котором наибольшее падение напряжения составляет 60 или 75 мв. К шунту присоединяется шлейф осциллографа (пятого или восьмого типа).

При определении масштаба осциллограммы необходимо располагать вспомогательным шунтом на значительно меньший предель-

ный ток (3 и 7,5 а). При тарировке такой шунт включают последовательно в цепь, питаемую от аккумулятора. В цепь включают также амперметр и реостат, позволяющий изменять силу тока в пределах до наибольшего ее значения для шунта. Задавая разные значения силы тока, записывают отклонения шлейфа, присоединенного к шунту. Полученный по этим записям масштаб (число ампер на миллиметр высоты осциллограммы) надо умножить на переходный множитель. Последний найдется как частное от деления величин силы тока, приходящихся на 1 мв падения напряжения на основном и вспомогательном шунтах.

Давление в цилиндре двигателя изменяется при помощи пьезоэлектрического индикатора с записью на шлейфовом осциллографе. Для этой цели применяется электрометрический усилитель постоянного тока типа УНЧ-10 конструкции ЦНИДИ. Усилитель обеспечивает ток на выходе до 100 ма и допускает статическую тарировку.

Местом установки датчика давления на двигателе Д-50 выбрано отверстие под свечу накаливания. Штуцер для присоединения датчика выполнен с сохранением внешней формы свечи накаливания, благодаря чему объем камеры сжатия цилиндра не изменяется.

Способы тарирования индикаторов давления общеизвестны [1].

Температура воздуха в цилиндре в период сжатия измеряется при помощи термометра сопротивления из тонкой проволоки. Как показали исследования [2], вольфрамовая проволока диаметром 0,01—0,02 мм обладает столь малой тепловой инерцией, что при измерениях температуры с частотой не выше 2 гц (частота повторения циклов в цилиндре при пуске двигателя) обусловленные ею погрешности практически отсутствуют.

Местом установки термометра является отверстие для форсунки. В соответствии с этим термометр внешне оформлен в виде форсунки.

Чувствительным элементом термометра сопротивления является вольфрамовая проволока диаметром 0,01 мм и длиной 10—12 мм. Проволока включается как часть одного плеча полумоста, составленного из двух проволочных датчиков сопротивления. Датчик, с которым последовательно соединяется проволока, выбирается с таким сопротивлением, чтобы общая величина сопротивления плеча равнялась сопротивлению второго датчика (второго плеча полумоста).

Термометр сопротивления работает с тензостанцией ТЛ-5. Тарирование термометра производится в нагревательной печи путем сравнения его показаний (отклонения луча шлейфа) с показаниями образцовой термометры.

Регистрацию расхода топлива в цилиндрах двигателя можно осуществить разными способами: при помощи инди-

катора давления (по повышению давления в цилиндре), ионизационным методом (основанным на ионизации газов пламенем) и при помощи безынерционного термометра (по повышению температуры выхлопных газов).

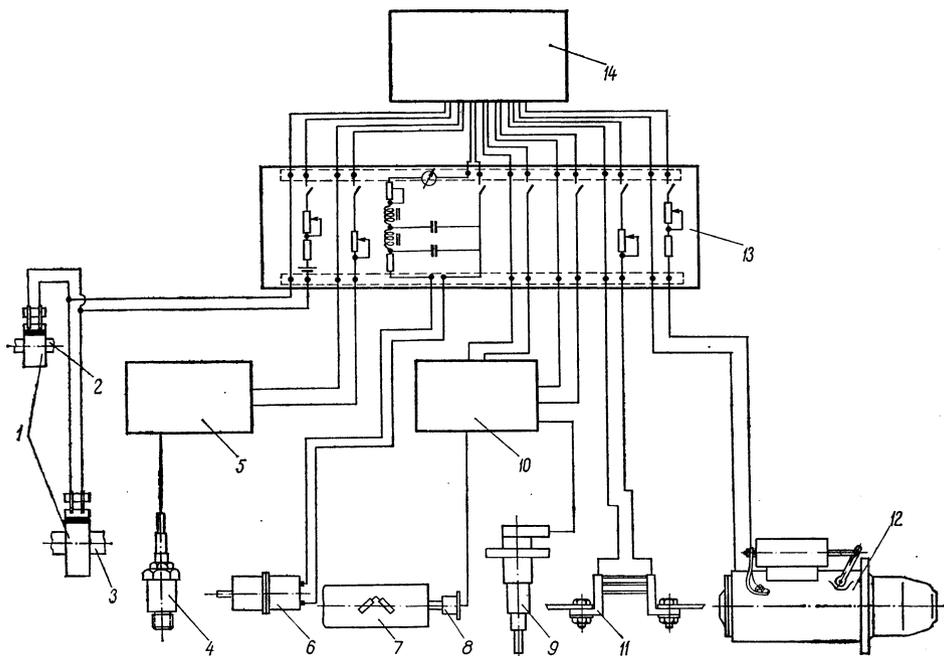


Рис. 3. Схема включения измерительной аппаратуры стенда:  
1 — контактные диски фазовых отметок; 2 — кулачковый вал; 3 — коленчатый вал; 4 — пьезокварцевый датчик давления; 5 — усилитель пьезоэлектрического индикатора УНЧ-10; 6 — таходинамо; 7 — динамометрический вал; 8 — токосъемник; 9 — термометр сопротивления; 10 — тензостанция ТА-5; 11 — шунт; 12 — стартер; 13 — блок включения и регулирования измерительной аппаратуры; 14 — шлейфовый осциллограф Н-700.

Основные трудности применения первых двух способов связаны с необходимостью установки датчиков во все цилиндры двигателя. Поэтому в описываемой установке для обнаружения вспышек топлива производится запись температуры выхлопа при помощи термометра сопротивления, применяемого для измерения температуры воздуха в цилиндре при сжатии. Датчик устанавливается в такой точке выхлопного коллектора, где на него воздействуют выхлопные газы из всех цилиндров [3].

Фазовые отметки (отметки ВМТ) наносятся на осциллограмму для подсчета количества оборотов коленчатого вала, на протяжении которых осуществлен пуск, и для определения средней угловой скорости в различные периоды процесса пуска. Однако фазовые отметки за каждый оборот коленчатого вала четырехтакт-

ного двигателя не позволяют определить на осциллограмме порядок работы цилиндров. В частности, невозможно установить, к каким цилиндрам относятся первые вспышки топлива, зарегистрированные на осциллограмме. Для устранения этого недостатка одновременно с отметками через каждый оборот наносятся отметки через два оборота коленчатого вала.

Для нанесения фазовых отметок применяется простейшее устройство, состоящее из контактного диска из изоляционного материала и скользящих щеток. За каждый оборот диска контактная пластина на нем замыкает один раз цепь шлейфа. Диски насаживаются на коленчатый и кулачковый валы. Обе контактные системы включены параллельно.

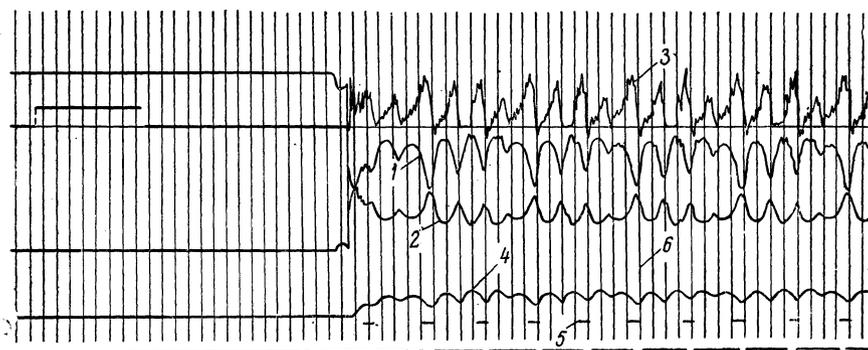


Рис. 4. Осциллограмма прокрутки двигателя электростартером с питанием от аккумуляторной батареи:

1 — напряжение на клеммах стартера; 2 — сила тока в цепи стартера; 3 — крутящий момент; 4 — число оборотов; 5 — отметки ВМТ; 6 — сигналы времени через 0,01 сек.

**Осциллограф.** Для регистрации показаний всех измерительных приборов применен шлейфовый осциллограф Н-700 с четырнадцатью каналами (шлейфами) записи на 120-миллиметровую осциллографную фотобумагу. При исследовании пуска достаточна скорость записи 40—50 мм/сек. При такой скорости, несмотря на малую яркость источника света осциллографа (лампа накаливания), обеспечивается четкая запись осциллограмм даже при сравнительно низкой чувствительности осциллографной бумаги.

Осциллограф Н-700 не имеет своего магазина сопротивлений и выключателей шлейфов. Поэтому для работы с ним изготовлен блок-приставка для регулировки и включения измерительной аппаратуры.

Общая схема включения всей измерительной аппаратуры представлена на рис. 3.

**Испытание установки.** В летнее время при температуре наружного воздуха 15—20°C температура в холодильной ка-

мере с установленным в ней двигателем доводилась до  $-24^{\circ}\text{C}$  за 6 ч непрерывной работы холодильного агрегата.

На рис. 4. показан образец осциллограммы прокрутки двигателя электростартером, содержащей запись части измерительной аппаратуры.

Таким образом, созданная установка позволяет осуществлять исследование пусковых процессов тракторных двигателей с выполнением всех основных видов измерений в температурных условиях, соответствующих большинству климатических районов страны.

#### Л и т е р а т у р а

1. Волчок Л. Я. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания. М., 1955.
2. Волчок Л. Я. Тепловая инерция термометров сопротивления и термоанемометров. Тр. ЦНИДИ, вып. 36, 1958.
3. Волчок Л. Я. Измерение мгновений температуры выхлопных газов. Тр. Белорус. политехн. ин-та, 1959, № 72.
4. Назаров В. А., Сметнев Н. И. Пусковые процессы семейства перспективных дизелей. М., 1967.

Ч. Б. Дробышевский, В. З. Зубер

## К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛОВОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ МНОГОДУБЧАТЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДИЗЕЛЕЙ С КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ В ПОРШНЕ

Одним из важных вопросов при доводке рабочего процесса быстрого дизеля с камерой сгорания в поршне является обеспечение оптимального расположения сопловых отверстий распылителя форсунки, определяющего углы и точки встречи осей топливных струй со стенками камеры сгорания.

Для камеры сгорания типа ЦНИДИ, например, топливные струи рекомендуется направлять непосредственно под кромку горловины (рис. 1). В этом случае обеспечивается подача части наиболее мелко распыленного топлива, так называемой запальной порции, в зону наибольших температур и скоростей воздуха, где создаются благоприятные условия для воспламенения [2, 4, 5]. Более раннее воспламенение запальной порции топлива ускоряет процесс испарения топливной пленки с поверхности камеры и тем самым сокращает период задержки воспламенения основной порции впрыснутого топлива. При этом обеспечивается низкий индикаторный расход топлива при допустимых значениях скорости нарастания давления  $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \leq 7,5 \text{ кг/см}^2 \text{град}\right)$  и максимального давления сгорания  $(P_z \leq 75 \text{ кг/см}^2)$ .

В процессе экспериментальной доводки рабочего процесса двигателя после опытного подбора обеспечивающих оптимальные индикаторные показатели установочного угла опережения впрыска, количества и диаметра сопловых отверстий распылителя, положения форсунки в головке цилиндров по высоте и положения камеры сгорания относительно оси поршня возникает необходимость экспериментально или аналитически уточнить углы расположения сопловых отверстий распылителя форсунки.

В данной статье излагается методика аналитического определения этих углов с учетом реальных процессов, протекающих на работающем двигателе, в применении к тракторному дизелю Д-60 с камерой сгорания в поршне типа ЦНИДИ.

Двигатель Д-60 характеризуется следующими показателями: мощность  $60^{+5}$  л. с.; число оборотов 1800 об/мин; диаметр цилиндр

110 мм; ход поршня 125 мм; степень сжатия 16; длина шатуна 230 мм; удельный расход топлива 185 г/э. л. с.-ч; установочный угол опережения подачи топлива (по мениску)  $21^\circ$  поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ); количество сопловых отверстий распылителя 4; диаметр сопловых отверстий 0,3 мм; утопание носка распылителя относительно нижней плоскости головки цилиндров 1,2 мм; расположение камеры сгорания центральное.

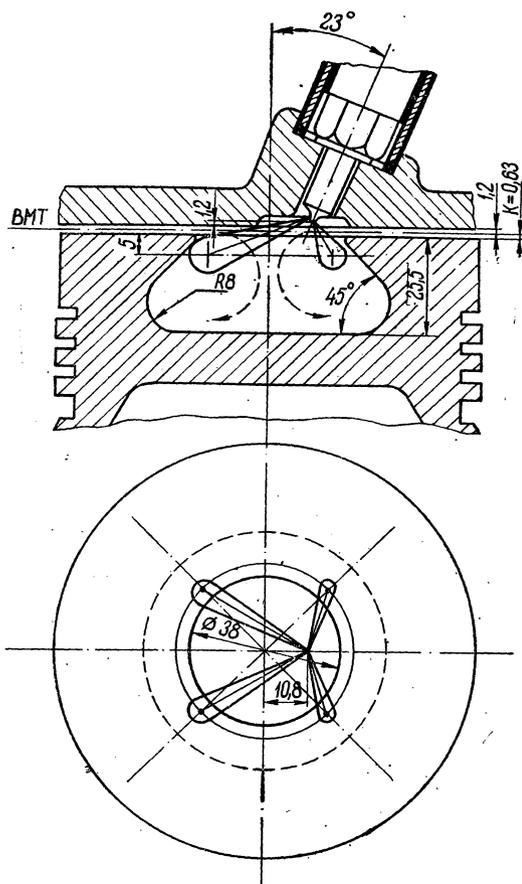


Рис. 1. Схема расположения топливных струй.

При угле конуса струи  $12-16^\circ$  [1] периферийная зона струи, состоящая из наиболее мелко распыленного топлива, попадает в зону кромки горловины камеры в том случае, если точки встречи осей струй со стенкой камеры сгорания находятся на расстоянии 5—7 мм от дна поршня (см. рис. 1). По окружности камеры струи расположены равномерно. Как указывалось ранее, положение форсунки в головке цилиндров и камеры сгорания относительно оси поршня, а также количество топливных струй определено

опытным путем из условия обеспечения оптимальных индикаторных показателей двигателя. Следовательно, углы, определяющие расположение осей топливных струй, зависят только от положения поршня относительно ВМТ в момент встречи струй со стенкой камеры. Положение поршня относительно ВМТ в момент начала подачи топлива секующей топливного насоса задается установочным углом опережения впрыска  $\theta$ .

Действительный момент встречи струи со стенкой камеры запаздывает относительно момента начала подачи на величину  $\theta_{\text{зап}}$ ,

которая состоит из времени, необходимого на пробог волны давления от плунжера насоса до распылителя  $\Theta_{зап1}$ , времени, затраченного на дополнительный ход плунжера топливного насоса, компенсирующий утечку топлива через зазоры в прецизионных парах насоса и форсунки, сжимаемость топлива и расширение топливopроводов высокого давления  $\Theta_{зап2}$ , а также времени, необходимого для прохождения струй от распылителя до стенки камеры  $\Theta_{зап3}$ . Явление дросселирования топлива во впускном окне плунжерной пары насоса сокращает время задежки  $\Theta_{зап}$  на величину  $\Theta_{др}$ .

$$\Theta_{зап} = \Theta_{зап1} + \Theta_{зап2} + \Theta_{зап3} - \Theta_{др}.$$

Величина углового запаздывания  $(\Theta_{зап1} + \Theta_{зап2} - \Theta_{др})$  может быть определена по осциллограмме топливоподачи, снятой на работающем двигателе.

Для номинального режима работы двигателя подъем иглы форсунки начинается при угле поворота коленчатого вала, равном  $10^\circ$ , до ВМТ (рис. 2). Следовательно,  $\Theta_{зап1} + \Theta_{зап2} - \Theta_{др} = 11^\circ$  п.к.в.

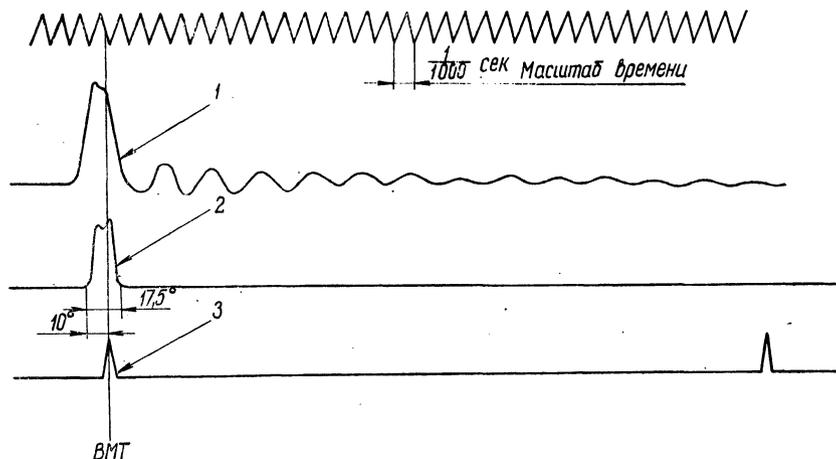


Рис. 2. Осциллограмма топливоподачи при числе оборотов насоса 900 об/мин и цикловой подаче 0,0535 Г/цикл:

1 — давление перед форсункой; 2 — подъем иглы форсунки; 3 — угловые отметки.

Время, необходимое для перемещения вершины топливной струи от распылителя до стенки камеры сгорания, определяется для ориентировочно известной длины струи  $X=30$  мм по формуле А. С. Лышевского [3]:

$$X = \sqrt{\frac{d_{сшс. max} t}{\sqrt{2} \cdot a_u}},$$

где  $X$  — длина вершины струи, мм;  $d_c$  — диаметр сопловых отверстий, мм;  $u_{c.\max}$  — максимальная скорость истечения топлива из соплового отверстия распылителя, м/сек;  $t$  — время перемещения, сек;  $a_u$  — безразмерный коэффициент.

В соответствии с приведенной формулой время перемещения вершины струи от распылителя до стенки камеры для конкретных условий  $t=0,00024$  сек. Угловое запаздывание  $\Theta_{\text{запз}} = 6 \cdot nt = 6 \times \times 1800 \cdot 0,00024 = 2,6^\circ$ . Далее в расчете принята округленная величина  $\Theta_{\text{запз}} = 3^\circ$ .

Действительный угол поворота кривошипа, соответствующий моменту встречи струй со стенками камеры сгорания,

$$\Theta_d = \Theta - \Theta_{\text{зап}} = \Theta - (\Theta_{\text{зап1}} + \Theta_{\text{зап2}} - \Theta_{\text{др}}) - \Theta_{\text{запз}} = 21^\circ - 11^\circ - 3^\circ = 7^\circ \text{ п. к. в. до ВМТ.}$$

В этом положении кривошипа расстояние от верхнего торца поршня до ВМТ равно:

$$K = R \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \Theta_d + \frac{\lambda}{4} \cos 2\Theta_d \right) \right] = 62,5 \left[ \left( 1 + \frac{0,272}{4} \right) - \left( \cos 7^\circ + \frac{0,272}{4} \cos 14^\circ \right) \right] = 0,63 \text{ мм.}$$

На рис. 3 представлено графическое определение действительных углов, задающих положение сопловых отверстий распылителя относительно его осей в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

По двум проекциям  $O-1$  и  $O'-A'$  определяется действительная длина длиной струи  $L_d$ . Аналогично по проекциям  $O-2$  и  $O'-A'$  находится длина короткой струи  $L_k$ . Через точки  $1'$  и  $2'$  проводятся плоскости  $I-I$  и  $II-II$  перпендикулярно к оси форсунки, являющиеся основаниями конусов, очерченных вокруг оси форсунки образующими, имеющими длину соответственно  $L_d$  и  $L_k$ . Образующие  $L_d$  и  $L_k$  составляют в плоскости чертежа с осью форсунки искомые углы наклона сопловых отверстий  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ .

В плоскости, перпендикулярной к оси форсунки, действительные углы определяются следующим образом. Находятся проекции  $O-1в$  и  $O-2в$  струй в плоскости, перпендикулярной к оси условно повернутой в вертикальное положение форсунки, для чего точки  $1'$  и  $2'$  проектируются на плоскость  $III-III$  (точки  $1'а$  и  $2'а$ ). Затем эта плоскость поворачивается до совмещения с горизонтальной плоскостью  $IV-IV$  (точки  $1'в$  и  $2'в$ ). Полученные проекции  $O-1в$  и  $O-2в$  образуют с осью  $X$  искомые углы  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Из треугольников, полученных при построении, найденные углы можно проверить с помощью несложных геометрических расчетов.

В табл. 1 приведены значения исходных и скорректированных по изложенной методике углов, определяющих расположение сопловых отверстий распылителя (рис. 4).

Таблица 1

Углы	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\beta_1$	$\beta_2$
Исходные значения	50	65	39	70
Скорректированные значения	52	68	39	58

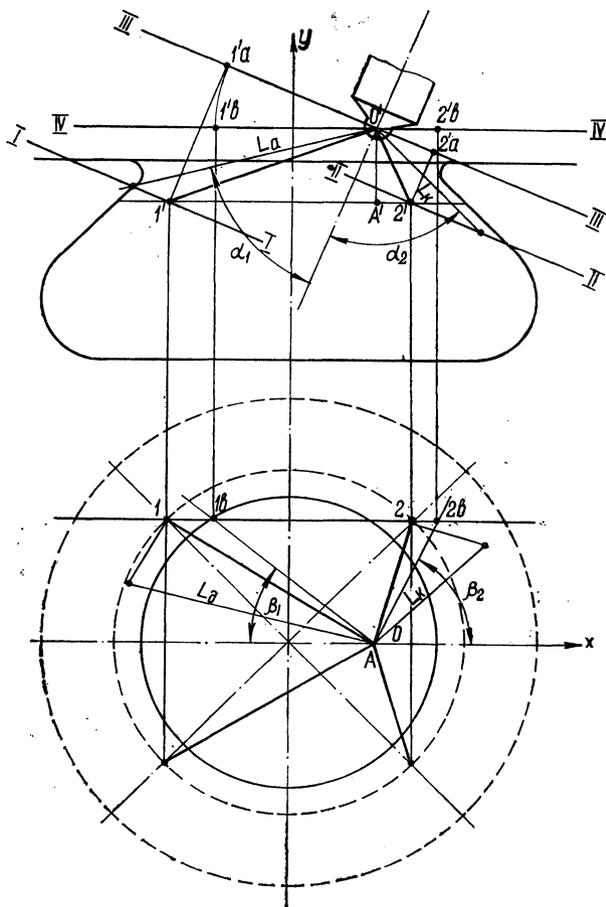


Рис. 3. Графическое определение углов расположения топливных струй.

Проверка эффективности скорректированных углов расположения сопловых отверстий была произведена на развернутом двигателе Д-60 путем снятия нагрузочных характеристик. При этом оказалось, что при работе с распылителями, имеющими уточненные углы, удельный расход топлива снижается в зоне номинальной

мощности на 3—4 Г/э.л.с.-ч. Температура выхлопных газов  $t_r$  при этом снижается на 15—20° (рис. 5).

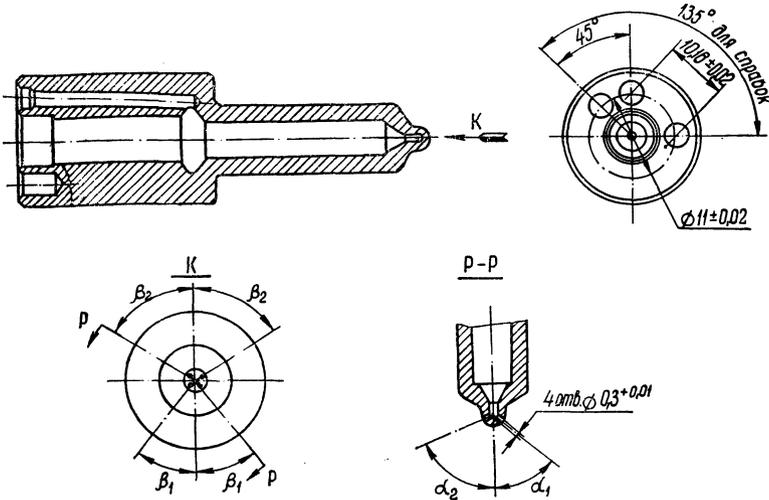


Рис. 4. Ориентация сопловых отверстий в корпусе распылителя.

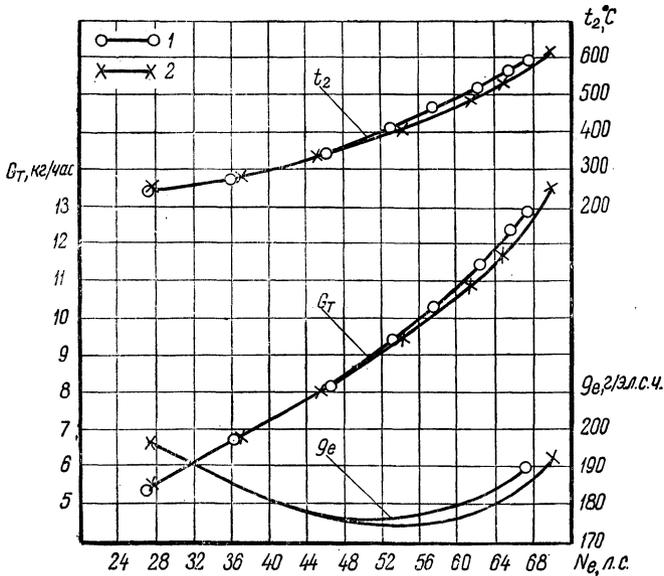


Рис. 5. Нагрузочные характеристики двигателя при числе оборотов двигателя 1800 об/мин:  
1 — исходные углы; 2 — уточненные.

### Выводы

1. При доводке рабочего процесса дизелей с камерой сгорания в поршне существенное значение имеет оптимальное расположение сопловых отверстий распылителя форсунки.

2. Изложенный метод позволяет графо-аналитическим способом подобрать расположение сопловых отверстий, близкое к оптимальному, и уменьшить объем экспериментальных работ, связанных с доводкой рабочего процесса.

### Л и т е р а т у р а

1. Балакин В. И., Еремеев А. Ф., Семенов Б. Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей. Л., 1965.
2. Гершман И. И. Смесеобразование и сгорание в дизеле при испарении топлива с поверхности камеры сгорания. Тр. НАМИ, вып. 1, 1959.
3. Лышевский А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М., 1963.
4. Сгорание и смесеобразование в дизелях. М., 1960.
5. Соколов В. С. Исследование влияния конструктивных параметров камеры ЦНИДИ на показатели рабочего процесса транспортного дизеля. Автореферат. Л., 1960.

А. Ф. Аксенов, П. В. Назаренко, П. П. Клименко

## ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ ОТРАБОТАННОСТИ МАСЕЛ НА ДЕФОРМАЦИЮ И ИЗНОС ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

За время работы двигателей внутреннего сгорания смазочные масла в них претерпевают различные физико-химические изменения, ухудшающие их эксплуатационные свойства. В маслах, кроме того, образуются углеродистые вещества, в состав которых входят соединения, содержащие поверхностно-активные карбоксильные (COOH) и гидроксильные (OH) группы. Проведенные исследования показали, что эти вещества на процессы внешнего трения и износ действуют так же, как поверхностно-активные вещества. Пластифицирующие свойства углеродистых образований проявляются при различной степени деформации металлических поверхностей.

Характер распределения пластических деформаций, возникающих в тонких поверхностных слоях трущихся тел, исследовался нами с помощью оптико-поляризационного метода. Образцы из стали 45 в виде ступенчатого кольца после шлифования и механического полирования подвергались отжигу в вакууме при температуре 1100°C. На обезжиренную боковую поверхность образца наносился тонкий слой фотоактивного материала (клей БФ-2). Исследуемый участок после деформации фотографировался на высокочувствительную пленку. Степень освещенности полос двойного лучепреломления определялась фотометрированием почернений пленки на микрофотометре МФ-4. Величина деформации оценивалась по тарировочному графику, построенному в координатах: степень деформации — освещенность при одноосном сжатии испытуемого материала. При трении со свежим маслом  $MC=20$  ( $p=20$  кг/см<sup>2</sup>,  $v=1,6$  м/сек) максимальная величина пластической деформации составляет 1,45% и наблюдается на некотором удалении от поверхности трения (рис. 1). Смазки, содержащие углеродистые вещества, обуславливают возникновение наибольших деформаций непосредственно у поверхности трения. При этом деформации резко уменьшаются с глубиной и уже на расстоянии

30 мк достигают значений, которые для свежих масел имеют место лишь при удалении  $h = 75-80$  мк от поверхности трения.

Полученные данные о характере распределения сдвиговой деформации при трении согласуются с теоретическими положениями, разработанными акад. П. А. Ребиндером, согласно которым поверхностно-активная среда способствует выводу всей сдвиговой деформации в тончайший поверхностный слой и более равномерному ее распределению по сечению.

Исследование интенсивности изнашивания в зависимости от качественных изменений смазочных масел производилось на образцах из бронзы БрАЖ9-4 и стали 12ХНЗА. Эти материалы широко применяются для изготовления деталей, работающих в условиях жидкостного и граничного трения. Образцы из прессованной бронзы имели твердость  $H_v = 146$ . Стальные образцы подвергались термической обработке: закалке при  $860^\circ\text{C}$  в масле и отпуску при температуре  $170^\circ\text{C}$  с охлаждением на воздухе. После термообработки поверхностная твердость стали находилась в пределах  $R_c = 30-32$ .

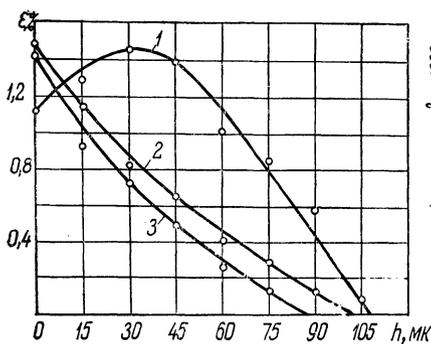


Рис. 1. Характер распределения пластической деформации по глубине для стали 45:

1 — свежее масло МС-20; 2, 3 — то же масло, отработавшее 50 и 100 ч.

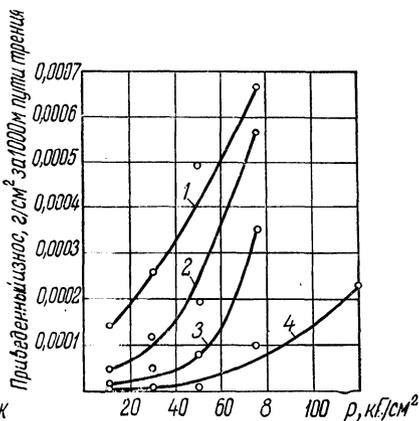


Рис. 2. График зависимости приведенного износа от удельного давления для БрАЖ9-4:

1 — масло, отработавшее 100 ч; 2 — то же масло, профильтрованное через фильтр тонкой очистки; 3 — свежее масло; 4 — масло, отработавшее 50 ч.

В качестве эталонной поверхности использовались диски из стали У8, термообработанные до твердости  $R_c = 60$ . Чистота исходной поверхности была не ниже  $\nabla 9$ .

Установлено, что у бронзы в среде масел, отработавших  $100 \pm \pm 5$  ч в двигателе, при скорости скольжения, близкой к рекомендуемой ( $6,7$  м/сек), резкое возрастание износа происходит уже при давлении  $30$  кг/см<sup>2</sup> (рис. 2). В этих же маслах, профильтрованных

через фильтр тонкой очистки, не обнаружены большие различия в износе по сравнению со свежим маслом. При использовании в качестве смазочной среды масел МС-20 с наработкой 40—60 ч (содержащих углеродистые вещества и не слишком загрязненных механическими примесями) кривая износа имеет пологий характер вплоть до давлений 110—120  $\text{кг/см}^2$ .

Углеродистые поверхностно-активные вещества способствуют уменьшению коэффициента трения и лучшей прирабатываемости контактных поверхностей. Последнее подтверждается при расшифровке большого числа профилограмм, а также при изучении микрогеометрии рабочих поверхностей на оптическом микроскопе. При малых скоростях скольжения (до 1,0  $\text{м/сек}$ ) ведущим видом износа является окислительный износ, сопутствующим — схватывание. При скоростях от 1,0 до 1,8  $\text{м/сек}$  схватывание проявляется более интенсивно. С увеличением скорости скольжения до 3,2  $\text{м/сек}$  наступает установившийся окислительный износ, и поверхность трения покрывается ровной пленкой окислов. Интенсивность изнашивания снижается. При 6,7  $\text{м/сек}$  происходит образование сплошных слоев химических соединений кислорода с металлом. Изнашивание приобретает характер разрушения небольших участков окислов.

На образцах из стали 12ХНЗА установлено, что при малых удельных давлениях (до 25  $\text{кг/см}^2$ ) и скоростях скольжения, не превышающих 6—7  $\text{м/сек}$ , степень отработанности смазок существенного влияния на интенсивность изнашивания не оказывает. Для образцов, работающих со свежим МС-20, аварийное изнашивание наступало при удельных нагрузках 70—82  $\text{кг/см}^2$ . Смазки, пластифицирующие поверхность трения, отодвигают границы аварийного изнашивания до 100—120  $\text{кг/см}^2$ . При повышенных температурах углеродистые вещества, химически взаимодействуя с металлической поверхностью, способствуют образованию на ней различных пленок, металлических мыл. Последние препятствуют контакту поверхностей трения, понижают коэффициент трения и износ.

Результаты, полученные для стали 12ХНЗА, согласуются с ранее опубликованными данными Н. Л. Голего по исследованию влияния поверхностно-активных сред на закономерности развития процессов схватывания металлов.

### Выводы

1. Эффект пластифицирования, вызываемый полярно-активными углеродистыми образованиями, оказывает различное влияние на деформацию и интенсивность изнашивания трущихся пар в зависимости от внешних условий и физической природы металла. Для бронзы наблюдается уменьшение износа в довольно широком диа-

пазоне удельных нагрузок и скоростей скольжения. Одновременно происходит уменьшение силы трения и температуры, улучшается прирабатываемость поверхностей.

2. Полученные данные в сочетании с оптимальной фильтрацией масел могут быть использованы при разработке рекомендаций по улучшению приработки двигателей в условиях моторно-испытательных станций.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ, ПОМЕЩЕННЫХ В СБОРНИКЕ

### УДК 621.436.0018

**Силовой агрегат тяжелого грузового автомобиля.** К о к и н Г. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 3—17. [Респ. межвед. сб.].

В результате анализа основных показателей двигателя (вида применяемого топлива, характеристики рабочего процесса, числа и расположения цилиндров, вида внешней скоростной характеристики мощности и характеристики удельного расхода топлива, а также оптимальной максимальной мощности двигателя) рекомендуется при определенных условиях для дизелей тяжелых грузовиков повысить удельную мощность с 9,6—12,7 л.с./т до 17—20 л.с./т. При этом средняя техническая скорость возрастает на 25—35%.

Предложена методика определения диапазона передаточных чисел коробки передач в зависимости от удельных сопротивлений, преодолеваемых автомобилем на низшей и высшей рабочих передачах коробки. При повышении удельной мощности двигателя диапазон передаточных чисел коробки уменьшается, что связано с упрощением и уменьшением стоимости коробки.

Исследования проводились на автомобиле МАЗ-500. По силовому агрегату его в заключении даны рекомендации.—Илл. 4. Табл. 2.

### УДК 621.436.62-14

**Анализ влияния отношения хода поршня к диаметру цилиндра на показатели двигателя.** Р у б и н ш т е й н Ш. Я., Ф р а д и н В. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 18—30. [Респ. межвед. сб.].

Дается анализ влияния отношения хода поршня к диаметру цилиндра на показатели тракторного дизеля мощностью 75 л.с. при постоянном диаметре цилиндра 110 мм. Показана зависимость габаритов и веса двигателя, удельных давлений на подшипники, потерь на трение и удельного расхода топлива от величины хода поршня.—Илл. 3. Табл. 7. Библ. 3.

### УДК 621.43-752

**Оценочные измерители виброактивности поршневых двигателей.** Ж а р н о в Э. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 31—39. [Респ. межвед. сб.].

Обосновывается введение равновесных амплитуд смещения свободно висящего в пространстве двигателя в качестве оценочного измерителя его виброактивности. Приводится методика вычисления равновесных амплитуд и выводятся формулы для оценки влияния на них возмущающих сил и моментов двигателя.

Анализируется спектр равновесных амплитуд поршневого двигателя, при этом делается вывод, что при возбуждении инерционными силами возвратно-поступательно движущихся масс и инерционными опрокидывающими моментами равновесные амплитуды любого порядка определяются величиной приведенного

радиуса возвратно-поступательно движущихся масс, а действие неуравновешенных вращающихся масс — приведенным радиусом этих масс. Влияние опрокидывающего момента от газовых сил на равновесные амплитуды характеризуется величиной отношения гармонического коэффициента газовых сил данного порядка к литровому весу двигателя.

Дается оценка влияния скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя на характер спектра равновесных амплитуд.—Илл. 3. Библ. 6.

#### УДК 629.11.112.852

**О подборе клапанных пружин при форсировании тракторных двигателей по оборотам.** Слободич Г. Н., Сидоренко А. И., Марон С. Г., Жарнов В. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск. «Высшая школа», 1971, с. 40—45. [Респ. межвед. сб.].

Рассматриваются вопросы динамики работы клапанных пружин и предлагается методика их подбора для обеспечения закона движения клапана, задаваемого профилем кулачка распределительного вала при значительном увеличении числа оборотов. Для записи перемещений клапана и рабочих витков пружин были применены индуктивные датчики перемещения. Содержатся осциллограммы перемещения клапана и средних витков пружин. На основании записанных осциллограмм проведен анализ работы клапанных пружин и даны рекомендации для создания пружин двигателя Д-240, работающего при 2200 об/мин.—Илл. 4. Табл. 1.

#### УДК 621.43.052:621.43-222-97

**Исследование теплонапряженности цилиндро-поршневой группы тракторного двигателя Д-50.** Адамов В. М., Латокурский А. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 46—54. [Респ. межвед. сб.].

Дана классификация методов измерения температуры поршней, приведенные результаты экспериментального исследования теплонапряженности поршня, гильзы цилиндра и головки в зависимости от нагрузки двигателя, числа оборотов коленчатого вала и температуры охлаждающей воды. Кроме того, показано влияние материала поршня на теплонапряженность деталей цилиндро-поршневой группы.

В результате проведенных исследований выявлены возможные пределы форсирования двигателя по нагрузке и числу оборотов.—Илл. 4. Библ. 3.

#### УДК 621. 43.629.113.002.237 (07)

**Долговечность автотракторных двигателей.** Сарапин А. Н., Кожин Г. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск. «Высшая школа», 1971, с. 55—64. [Респ. межвед. сб.].

Обобщен статистический материал по повышению надежности и долговечности отечественных автотракторных двигателей. Материал изложен на основе обобщения опыта автотракторных и моторных заводов и исследовательских институтов, работающих в этой области.

Рассмотрены конструктивные и технологические мероприятия, проводимые заводами, по повышению долговечности двигателей: упрочнение основных деталей и защита их от коррозионного и абразивного износа. Исследуются условия эксплуатации, являющиеся важным фактором, увеличивающим моторесурс двигателя (срок его службы до первого капитального ремонта).—Табл. 2.

#### УДК 621.43.019

**Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ.** Рожанский В. А., Кухаренок Г. М., Фрадич В. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 65—72. [Респ. межвед. сб.].

Приведена методика определения основных показателей рабочего процесса дизельных двигателей, дана блок-схема обработки индикаторной диаграммы на ЭЦВМ «Минск-22». Количество тепла, выделяющегося при сгорании, определяется на основании первого закона термодинамики. При этом потери тепла в охлаждающую среду рассчитываются с использованием формулы Эйхельберга отдельно для гильзы, головки и других теплоотводящих поверхностей.—Илл. 3. Библ. 3.

#### УДК 621.436-44

**Использование топливно-водяных эмульсий в быстроходных дизельных двигателях.** Рожанский В. А., Кухаренок Г. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 73—81. [Респ. межвед. сб.].

Описываются способы приготовления топливно-водяных эмульсий, их свойства и влияние на протекание рабочего процесса дизельного двигателя. Работа проводилась на тракторном дизеле Д-50. Исследовались топливно-водяные эмульсии, содержащие 5, 10, 15, 20% воды. Приведены результаты испытаний.—Илл. 4. Табл. 1. Библ. 4.

#### УДК 621.436.038.001.6

**Установка для исследования процесса впрыска топлива в дизелях.** Волчок Л. Я., Ларин А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 82—91. [Респ. межвед. сб.].

Дано описание установки и приведены результаты испытаний топливной аппаратуры тракторных дизелей. Сделаны выводы о возможности использования данной установки для исследования процесса впрыска топлива в дизелях, а также для демонстрации процесса впрыска при приведении лабораторных работ.—Илл. 6. Библ. 3.

#### УДК 621.436.03

**Влияние противодавления на подачу топлива в дизелях.** Хотянович В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 92—98. [Респ. межвед. сб.].

Цель работы — изучение влияния противодавления на процесс впрыска: цикловую подачу, фазы впрыска (начало, конец, продолжительность), закон протекания давления впрыска.

Рассматривается влияние противодавления на процесс топливоподачи топливной аппаратуры дизельного двигателя Д-50.

Исследование топливной аппаратуры проводилось на безмоторном стенде с впрыском топлива в атмосферу и в бомбу с противодавлением.

Описывается экспериментальная установка, излагается методика и результаты проведенных экспериментов.—Илл. 4. Табл. 1. Библ. 1.

#### УДК 621.432.713.1

**Анализ экспериментального исследования эжекторного охлаждения дизельного двигателя.** Железко Б. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 99—110. [Респ. межвед. сб.].

Изложены результаты экспериментального исследования эжекторного охлаждения дизельного двигателя Д-50. Анализируются опытные данные. Описаны результаты сравнительных испытаний эжекторного и вентиляторного охлаждения двигателя Д-50.

Приводится анализ влияния различных факторов на процесс эжекции в условиях пульсирующего движения активного газа. Даны рекомендации по применению эжектора в системе охлаждения.—Илл. 8. Библ. 12.

**УДК 621.436.03**

К вопросу улучшения системы охлаждения двигателя Д-50. Слободич Г. Н., Раксин И. Д. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 111—116. [Респ. межвед. сб.].

Дан анализ теплового состояния головки блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания. Предлагается метод заделки термопар при исследовании температуры по толщине стенки, дающий минимальные погрешности при измерении. Исследована существующая система охлаждения головки блока двигателя Д-50, а также система с непосредственным подводом охлаждающей жидкости к перемычкам головки блока и система с поперечным потоком охлаждающей воды. Кроме того, предлагается система с непосредственным отбором охлаждающей воды от наиболее теплонапряженных мест головки блока цилиндров, позволяющая существенно снизить температуру перемычек головки блока цилиндров.— Илл. 5.

**УДК 621.436.0015**

Экспериментальная установка и методика исследования пуска тракторных двигателей при низких температурах. Волчок Л. Я., Прокашко П. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 117—126. [Респ. межвед. сб.].

Описана экспериментальная установка, измерительная аппаратура и методика исследования пуска тракторных дизелей в условиях низких температур. Даны методы тарировки аппаратуры.— Илл. 4. Библ. 4.

**УДК 621.867.81.068.3**

К вопросу определения оптимального углового расположения сопловых отверстий многодырчатых распылителей форсунок дизелей с камерой сгорания в поршне. Дробышевский Ч. Б., Зубер В. З. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 127—133. [Респ. межвед. сб.].

Описывается универсальный графо-аналитический метод определения расположения сопловых отверстий в многодырчатых распылителях для камеры сгорания любого типа с учетом реальных процессов, протекающих при работе двигателя. Это позволит уменьшить объем экспериментальных работ, связанных с доводкой рабочего процесса.— Илл. 5. Табл. 1. Библ. 5.

**УДК 621.892:539.621**

Влияние степени отработанности масел на деформацию и износ поверхностей трения. Аксенов А. Ф., Назаренко П. В., Клименко П. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 134—137. [Респ. межвед. сб.].

Рассмотрен вопрос о влиянии изменения эксплуатационных характеристик масел на процессы внешнего трения и износ. Показано, что образующиеся в смазочных маслах за время работы их в двигателях внутреннего сгорания углеродистые соединения оказывают на трение и износ действие, аналогичное действию поверхностно-активных веществ.

Исследования проведены на материалах, широко применяемых в машиностроении (СТ45, 12ХНЗА и БрАЖ 9-4). Результаты исследований могут быть использованы при разработке рекомендаций по улучшению приработки двигателя внутреннего сгорания.— Илл. 2.

## СОДЕРЖАНИЕ

Г. М. Кокин. Силовой агрегат тяжелого грузового автомобиля	3
Ш. Я. Рубинштейн, В. Е. Фрадин. Анализ влияния отношения хода поршня к диаметру цилиндра на показатели двигателя	18
Э. М. Жарнов. Оценочные измерители виброактивности поршневых двигателей	31
Г. Н. Слободич, А. И. Сидоренко, С. Г. Марон, В. М. Жарнов. О подборе клапанных пружин при форсировании тракторных двигателей по оборотам	40
В. М. Адамов, А. Г. Латокурский. Исследование теплонапряженности цилиндро-поршневой группы тракторного двигателя Д-50	46
А. Н. Сарапин, Г. М. Кокин. Долговечность автотракторных двигателей	55
В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок, В. Е. Фрадин. Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ	65
В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок. Использование топливно-водяных эмульсий в быстроходных дизельных двигателях	73
Л. Я. Волчок, А. М. Ларин. Установка для исследования процесса впрыска топлива в дизелях	82
В. И. Хотянович. Влияние противодавления на подачу топлива в дизелях	92
Б. Е. Железко. Анализ экспериментального исследования эжекторного охлаждения дизельного двигателя	99
Г. Н. Слободич, И. Д. Раксин. К вопросу улучшения системы охлаждения двигателя Д-50	111
Л. Я. Волчок, П. В. Прокашко. Экспериментальная установка и методика исследования пуска тракторных двигателей при низких температурах	117
Ч. Б. Дробышевский, В. З. Зубер. К вопросу определения оптимального углового расположения сопловых отверстий многодырчатых распылителей форсунок дизелей с камерой сгорания в поршне	127
А. Ф. Аксенов, П. В. Назаренко, П. П. Клименко. Влияние степени отработанности масел на деформацию и износ поверхностей трения	134
Рефераты статей, помещенных в сборнике	138

**АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ  
ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Редактор *Н. Верекина*  
Обложка художника *В. Максимова*  
Худож. редактор *Г. Малышев*  
Техн. редактор *П. Фрайман*  
Корректоры *Л. Будкевич, Л. Базулько*

АТ 04107. Сдано в набор 21/X 1970 г. Подписано к печати 25/VIII 1971 г. Бумага 60×90<sup>1/4</sup>/<sub>16</sub>  
типогр. № 1. Печ. л. 9. Изд. № 69-36. Уч.-изд. л. 9,71. Тип. зак. 194.  
Тираж 500 экз. Цена 97 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета Министров БССР по печати. Редакция заказной литературы и межведомственных сборников. Тем. план 1970 г. № 81. Минск, 30, ул. Кирова, 24.

Типография издательства БГУ им. В. И. Ленина. Минск, 30, ул. Кирова, 24.