

ростным параметрам. При движении автомобиля по асфальтированному шоссе и грунтовой дороге частные среднеквадратические отклонения по частоте вращения и положению рейки увеличиваются от 220 до 247 мин⁻¹ и от 1,8 до 2,9 мм соответственно. Этим объясняется менее напряженный тепловой режим работы двигателя при движении автомобиля в плохих дорожных условиях, так как преимущественно двигатель работает в режиме, где теплоотдача в охлаждающую воду составляет лишь 60% от максимальной.

В ы в о д ы. 1. Разработана методика, которая позволяет исследовать нагруженность дизеля и его системы охлаждения непосредственно в условиях эксплуатации автомобиля.

2. Наибольшая загрузка двигателя по мощности, его системы охлаждения наблюдается при движении автомобиля по асфальтированному шоссе, где двигатель 27,7% времени работает на режиме, близком к номинальному, и теплоотдача в охлаждающую жидкость достигает 100%.

3. Движение по грунтовой дороге характеризуется меньшей загрузкой двигателя и системы охлаждения; здесь $N_e = 70-88\% N_{en}$ и теплоотдача в охлаждающую жидкость составляет 60% от максимальной.

Литература

1. Г о д о в а н н ы й В.М. Исследование влияния условий эксплуатации на выбор мощностных параметров грузовых автомобилей и автомобильных поездов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1973. — 28 с. 2. Ч е р н ы ш е в Г.Д., С л а б о в Е.П., Т е р е щ у к А.Г. Исследование эксплуатационных режимов работы двигателей ЯМЗ. — Автомобильная промышленность, 1975, № 10, с. 5—7. 3. П ы ш к и н Б.Е. Прибор для исследования эксплуатационных режимов работы дизеля. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 145—149. 4. О методике сбора и обработке информации об эксплуатационных режимах бензинового двигателя и его топливной системы / К о т и к о в Ю.Г., Л у к и н с к и й В.С., У л и т и н В.Г. и др. — Науч. труды ЦНИТА, 1975, вып. 67, с.75—83.

УДК 621.431

Д.М.Пинский, инж., В.А.Рожанский,
Г.М.Кухаренок, канд-ты техн. наук
(БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФОРСУНКИ ФД-22 С ЗАКРЫТОЙ ПОЛОСТЬЮ ПРУЖИНЫ

В топливных системах автотракторных дизелей топливо, просочившееся в процессе впрыска между иглой и корпусом распылителя, отводится из полости пружины по отдельным топливопроводам в бак.

Один из возможных путей совершенствования топливной системы дизеля — применение форсунок с закрытой полостью пружины [1].

Целесообразно применять подобные форсунки с насосами, имеющими наряду с нагнетательным перепускной клапан, ограничивающий остаточ-

ное давление в нагнетательном топливопроводе. К таким насосам относится насос НД-21.

В настоящей работе проведены сравнительные испытания серийной и опытной форсунок с закрытой полостью при применении насоса НД-21. Испытания проводились на безмоторном стенде и одноцилиндровой установке, имеющей размерность двигателя Д-240.

В ходе исследования измерялось давление в полости пружины форсунки тензодатчиком, в топливопроводе высокого давления и камере сгорания одноцилиндрового двигателя пьезоэлектрическими датчиками [2].

Испытания на безмоторном стенде показали, что при постоянном положении дозатора насоса наибольшая цикловая подача топлива на различных скоростных режимах обеспечивается в процессе применения серийной форсунки (рис. 1). Так, при $n = 1100$ об/мин подача топлива серийной форсункой составила 59 мг/цикл, опытной — 53 мг/цикл. Разница в величинах цикловой подачи топлива форсунками с уменьшением частоты вращения изменяется незначительно.

При постоянном положении дозатора и частоте вращения вала насоса изменение системы отвода топлива из полости пружины ведет к изменению действительного угла опережения впрыска топлива (рис. 1). Величина этого угла при применении опытных форсунок меньше, чем для серийной.

Отмеченное изменение $q_{ц}$ и θ обусловлено наличием давления в полости пружины опытных форсунок. Результаты измерения давления в полости пружины и в нагнетательном топливопроводе представлены в табл. 1.

Из приведенных результатов видно, что с увеличением частоты вращения максимальное и остаточное давления в топливопроводе растут. Для серийной и опытной форсунок p_{max} имеет практически одинаковую величину, а $p_{ост}$ для опытной форсунки на 0,6–0,8 МПа выше, чем для серийной. Среднее давление в полости пружины несколько выше остаточного давления в топливопроводе. Его величина с уменьшением частоты вращения вала насоса уменьшается и приближается к величине остаточного давления в топливопроводе. Отмеченное в ходе испытаний уменьшение давления в полости пружины при уменьшении частоты вращения вала насоса связано с падением остаточного давления в топливопроводе и с увеличением времени, отводимого на перетекание топлива из полости пружины в топливопровод.

Т а б л и ц а 1. Результаты индцирования форсунок

Давление	Тип форсунки	Частота вращения вала насоса, об/мин		
		1100	850	600
Максимальное давление впрыска p_{max} , МПа	Серийная	34,5	29,5	25,0
	Опытная	35,0	29,5	25,0
Остаточное давление в топливопроводе $p_{ост}$, МПа	Серийная	5,6	3,1	2,5
	Опытная	6,4	3,6	3,2
Среднее давление в полости пружины $p_{ср}$, МПа	Серийная	8,3	4,8	3,9
	Опытная	10,9	7,6	7,0
Максимальное давление в полости пружины $p_{пр}$, МПа	Опытная	10,9	7,6	7,0

В процессе впрыска давление в полости пружины увеличивается на ~ 2 МПа по сравнению со средним. Это обусловлено дополнительным сжатием топлива при подъеме иглы.

Сравнительные испытания форсунок на одноцилиндровой установке показали, что, применяя опытную форсунку, необходимо изменять регулировку топливного насоса с целью обеспечения номинальной цикловой подачи и устанавливать угол опережения впрыска топлива на 3° п.к.в. больше, чем для серийной форсунки.

Анализ нагрузочных характеристик, снятых при $n = 2200, 2000, 1700, 1400$ и 1200 об/мин, показал, что опытные форсунки обеспечивают практически одинаковую экономичность двигателя при полных нагрузках и некоторое улучшение экономичности на средних и малых нагрузках. Так, при $n = 2200$ об/мин и $p_i = 0,9$ МПа g_i при работе на обеих форсунках равен ~ 181 г/кВт·ч (рис. 2). При $p_i = 0,62$ МПа и работе с серийной форсункой $g_i = 160$ г/кВт·ч, с опытной — 157 г/кВт·ч.

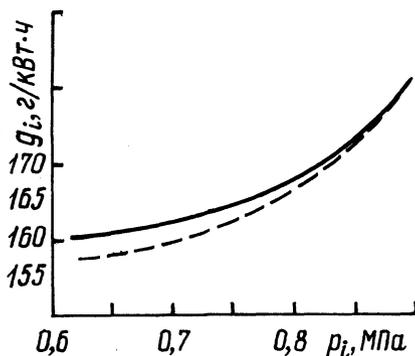
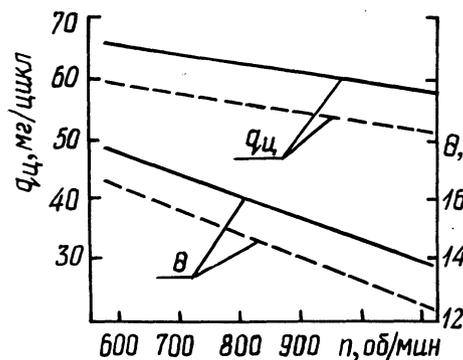


Рис. 1. Зависимость величины цикловой подачи и угла опережения впрыска топлива от частоты вращения вала насоса: — форсунка серийная; - - - форсунка с закрытой полостью пружины.

Рис. 2. Зависимость g_i от нагрузки ($n = 2200$ об/мин): — форсунка серийная; - - - форсунка с закрытой полостью пружины.

Полученное некоторое повышение экономичности двигателя при применении форсунки с закрытой полостью пружины, вероятно, связано с более быстрой и четкой посадкой иглы форсунки в конечной фазе впрыска, что обусловлено увеличением давления топлива в полости пружины.

Индицирование двигателя показало, что применение опытных форсунок взамен серийных практически не влияет на максимальное давление p_{\max} и жесткость сгорания $dp/d\varphi$. Так, при $p_i = 0,9$ МПа и $n = 2200$ об/мин для серийной форсунки $p_{\max} = 7,6$ МПа; $dp/d\varphi = 0,79$ МПа/град, для опытной форсунки соответственно $7,9$ МПа и $0,7$ МПа/град.

Проведенное исследование показало, что показатели рабочего цикла и процесса сгорания дизеля Д-240, укомплектованного насосом НД-21, в случае применения форсунок с закрытой полостью и серийных практически оди-

наковы. При этом форсунка с закрытой полостью обеспечивает на неполных нагрузках ($p_1 = 0,80$ МПа) несколько большую экономичность двигателя, чем серийная.

Литература

1. Шкрет Л.Я. К исследованию утечек топлива из форсунки дизельного двигателя. — Труды НИИ, 1970, т. 200, с. 198. 2. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Б.С.Стефановский, Е.А.Скобцов, Е.К.Корси и др. М., 1972, с. 379.

УДК 621.436

С.Н.Явнишкис, инж., В.В.Бортник, инж.
(Вильнюсский завод топливной аппаратуры)

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАЗРАБОТКИ И ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОГРАНИЧЕНИЯ ДЫМЛЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Характерная особенность развития тракторных дизелей — высокая степень их форсирования за счет применения турбонаддува и охлаждения наддувочного воздуха. Это в свою очередь требует соответствующего увеличения цикловых подач топлива и выдвигает дополнительные требования к системам топливоподачи на разгонных и переходных режимах работы дизелей. Наличие только газовой связи турбокомпрессора с дизелем вызывает повышенное дымление дизеля при разгоне с высокими цикловыми подачами, так как турбокомпрессор вследствие инерции относительно медленно увеличивает число оборотов, не обеспечивая необходимой подачи воздуха на режимах разгона дизеля [1]. Значительное снижение коэффициента избытка воздуха α на этих режимах приводит к дымному выхлопу, перегреву деталей, образующих камеру сгорания, повышению эксплуатационного расхода топлива на единицу выполненной трактором работы.

Проблема охраны окружающей среды тесно связана с решением задачи по ограничению дымления автотракторных дизелей на режимах разгона. Решение этой задачи заключается в обеспечении подачи топлива в зависимости от давления наддувочного воздуха.

Оптимальная подача топлива на режиме разгона с учетом требуемой скорости разгона трактора должна быть увязана со скоростью нарастания давления наддува, что позволит ограничить зону работы дизеля с α_{\min} . Это достигается при помощи устройства, ограничивающего максимальные цикловые подачи топлива во время разгона ротора турбоагнетателя до достижения определенного давления наддува.

Для ограничения дымления дизелей с турбонаддувом на Вильнюсском заводе топливной аппаратуры разработано и испытано специальное пневматическое устройство, устанавливаемое непосредственно на топливном насосе и