

При способности автомобиля на максимальной скорости преодолевать дорожные сопротивления, характеризуемые коэффициентом $\Psi = 0,030$, максимальная скорость 90 - 100 км/ч обеспечивается при удельной мощности 17 - 20 л.с./т (см. табл. 1).

По расчетам, средняя скорость движения растет быстрее, чем максимальная, однако, учитывая возможности использования высокой максимальной скорости по дорожным условиям, следует считать, что средняя скорость движения растет пропорционально максимальной.

Из изложенного можно сделать следующие выводы:

У автомобилей группы "А", предназначенных для работы по усовершенствованным дорогам, средняя техническая скорость может быть повышена в результате доведения максимальной скорости до 90—100 км/ч с некоторым общим повышением тяговых качеств.

Для этого нужно иметь удельную мощность двигателей 17 - 20 л.с./т.

Автомобили группы "Б" предназначены для работы по всей дорожной сети СССР, главным образом в условиях сельской местности. У таких автомобилей в связи с трудностью использования по дорожным условиям высоких скоростей, максимальная скорость снижается до 85 км/ч. При этом уменьшается и удельная мощность до 14 л.с./т.

Указанным выше условиям в известной степени удовлетворяют автомобили группы "Б" - ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, КамАЗ-5320.

По автомобилям группы "А" Минского и Кременчугского автозаводов не использованы возможности повышения транспортной производительности. Транспортная производительность автомобилей Минского автозавода может быть повышена на 20 - 30%, если увеличить их энергонасыщенность.

Г.М. Кухаренок, Д.М. Пинский, В.А. Рожанский

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРСУНКИ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ Д-240

На основные показатели дизеля влияют конструктивно-регулируемые параметры форсунки, в частности величина эффективного проходного сечения распылителя μf и усилие затяжки пружины форсунки p_{ϕ} . Определение влияния этих пара-

метров на показатели рабочего цикла дизеля Д-240 и является целью настоящей работы.

Испытания проведены на одноцилиндровом отсеке двигателя Д-240. Индицирование двигателя производилось пьезоэлектрическим индикатором.

При исследовании были испытаны распылители со следующими значениями μf , равными 0,18; 0,20; 0,22; 0,24; 0,26 и 0,30 мм². Остальные параметры распылителей соответствовали техническим условиям на распылители РД4х0,29.

Испытания были проведены с одной секцией топливного насоса УТН-5, имеющей штатную плунжерную пару диаметром 8,5 мм и опытную с диаметром 9,0 мм.

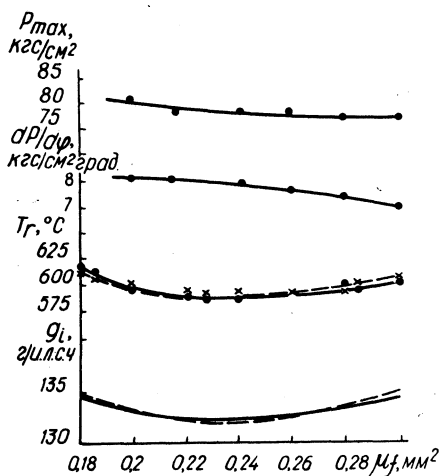
Зависимость основных показателей рабочего цикла от μf при $p_i = 9,0$ кгс/см² приведена на рис. 1.

Как видно из графика, изменение μf от 0,20 до 0,24 мм² практически не влияет на величину удельного индикаторного расхода топлива g_i и температуру отработавших газов (T_r). Рост g_i при μf , большем 0,24 мм², объясняется ухудшением качества распыливания, а при μf , меньшем 0,20 мм², увеличением продолжительности впрыска и уменьшением дальности топливного факела [1].

Аналогичная зависимость расхода топлива от μf была получена при числе оборотов $n = 1700$ об/мин, соответствующем получению максимального крутящего момента.

Сравнение кривых для обоих вариантов плунжерных пар показывает, что увеличение диаметра плунжерной пары от 8,5

Рис. 1. Зависимость основных показателей рабочего цикла от эффективного проходного сечения распылителя:
 $p_i = 9,0$ кгс/см²; $n = 2200$ об/мин. — диаметр плунжера 8,5 мм; x - - - - диаметр плунжера 9,0 мм.



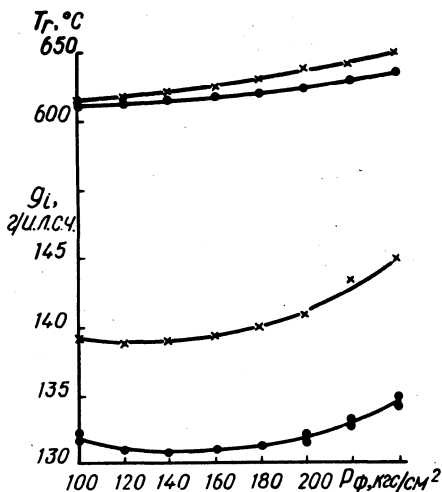


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и температуры отработавших газов от величины усилия затяжки пружины форсунки:

.. — $n=2200$ об/мин; $p_i=9,0$ кгс/см²; x — $n=1900$ об/мин; $p_i=9,1$ кгс/см².

до 9,0 мм практически не изменяет величину удельного индикаторного расхода топлива.

Проведенное индицирование двигателя с опытными распылителями показало, что величина μf незначительно влияет на максимальное давление сгорания, которое для испытанных вариантов распылителей лежит в пределах 74 – 78 кгс/см² (рис.1). Жесткость сгорания с уменьшением μf несколько увеличивается, что, вероятно, связано с более мелким распыливанием топлива и соответствующим увеличением периода задержки воспламенения.

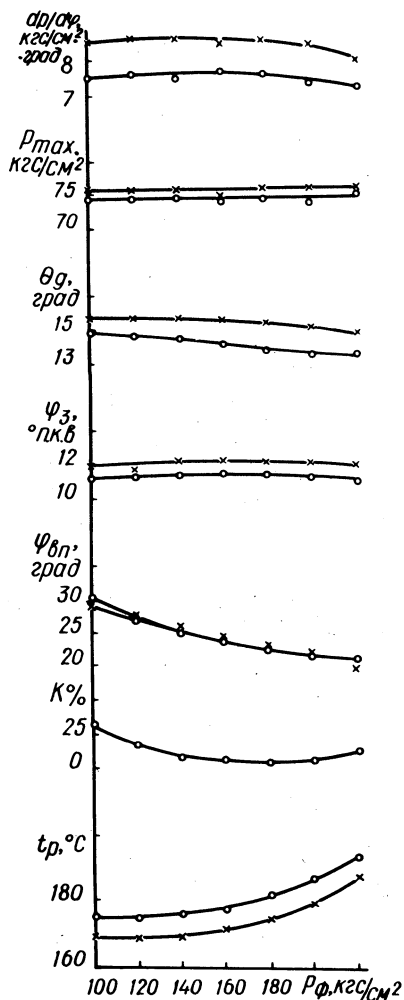
В следующей серии опытов было исследовано влияние усилия затяжки пружины форсунки на показатели работы двигателя. Исследования выполнены в диапазоне изменения усилия от 100 до 240 кгс/см².

Снижение давления со 180 до 120 кгс/см² при $n=2200$ об/мин и $p_i=9,0$ кгс/см² практически не приводит к ухудшению экономичности двигателя (рис.2). Повышение давления со 180 до 240 кгс/см² вызывает увеличение удельного индикаторного расхода топлива на 3,5 г/и.л.с.ч. Такое же влияние на величину расхода топлива оказывает усилие затяжки пружины и при $n=1900$ об/мин.

По мере уменьшения нагрузки влияние давления начала впрыска на экономичность двигателя несколько уменьшается. Так, при $p_i=6,8$ кгс/см² изменение усилия затяжки пружины

Рис. 3. Влияние усилия затяжки пружины на показатели рабочего цикла двигателя:

• — $n=2200$ об/мин;
 $p_i = 9,0$ кгс/см²; x —
 $n = 2200$ об/мин; $p_i =$
 $= 9,1$ кгс/см².



в исследованном диапазоне приводит к изменению ξ_i на 2,5 г/и.л.с.ч.

С уменьшением затяжки пружины действительный угол опережения впрыска топлива θ несколько снижается (рис.3). Период задержки воспламенения φ_3 и максимальное давление сгорания P_{max} практически не меняются. Это связано с малым влиянием усилия затяжки пружины форсунки на характер подачи топлива в начальный период, что подтверждается полученными кривыми подъема иглы форсунки h_u , которые на большей части впрыска для различных давлений одинаковы (рис. 4).

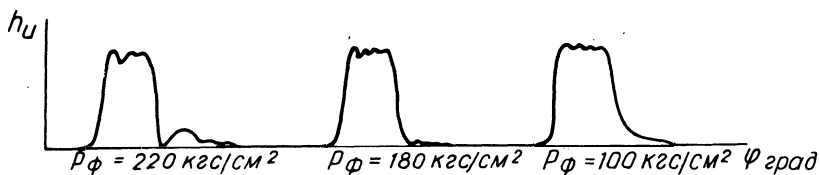


Рис. 4. Кривые подъема иглы форсунки при различных p_{ϕ} :
 $n = 2200$ об/мин; $p_i = 9,0$ кгс/см².

Жесткость сгорания $dp/d\varphi$ также мало зависит от усилия затяжки пружины. Некоторое уменьшение жесткости при усилии, равном 240 кгс/см², вероятно, обусловлено увеличением поверхности распыливания и соответствующим увеличением степени пленочности.

Продолжительность впрыска φ_B с ростом усилия затяжки пружины снижается.

Усилие затяжки пружины оказывает значительное влияние на характер подачи топлива в конце впрыска. При малых давлениях затяжки пружины игла опускается медленно и увеличивается продолжительность подачи топлива. При больших усилиях затяжки пружины имеют место подвпрыски.

Увеличением продолжительности впрыска при малых усилиях затяжки пружины и наличием подвпрысков при больших усилиях и объясняется отмеченное ранее ухудшение экономичности двигателя.

Основным фактором, определяющим надежность работы распылителя, является его температура. Во время опытов замерялась температура носка распылителя t_p (рис. 3). С уменьшением давления затяжки пружины с 220 до 100 кг/см² при $p_{i0} = 9,0$ кгс/см² температура распылителя t снижается от 193°C до 177°C при $n = 2200$ об/мин и от 187_p до 170°C при $n = 1900$ об/мин. Уменьшение температуры носка распылителя объясняется увеличением продолжительности подачи топлива и соответственно увеличением эффекта охлаждения носка распылителя топливом.

Во всем диапазоне исследованных режимов работы t_p ниже температуры начала закоксовывания распылителя, которая равна $200 - 210^\circ\text{C}$ [1, 2].

Для оценки влияния давления начала впрыска на коксуемость распылителей были проведены испытания двигателя по трем 4-часовым циклам работы на номинальном скоростном режи-

ме и режиме максимального крутящего момента по методике ЦНИТА. До и после испытаний находилась пропускная способность распылителя, по которой определялся процент закоксуывания.

Результаты сравнения коксуемости распылителей К% при различных давлениях затяжки пружины показаны на рис. 3. Как видно из графика, изменения давления в пределах 150 - 220 кгс/см² практически не влияет на коксуемость распылителя. При давлениях ниже 150 кгс/см² коксуемость увеличивается.

Увеличение коксуемости при малых давлениях впрыска, вероятно, связано с подтеканием топлива и прорывом горячих газов в распылитель, вследствие превышения давления газов над давлением топлива под иглой.

В ы в о д ы

1. Увеличение значения μf от 0,20 до 0,24 мм² при диаметре плунжерной пары, равном 8,5 и 9,0 мм, не влияет на показатели работы двигателя.

2. Увеличение диаметра плунжерной пары с 8,5 до 9,0 мм не изменяет индикаторную экономичность двигателя.

3. Уменьшение усилия затяжки пружины форсунки от 180 до 150 кгс/см² практически не изменяет экономичность двигателя, показатели процесса сгорания и коксуемость распылителя.

Л и т е р а т у р а .

1. Иванченко Н.Н. и др. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. Л., 1972. 2. Эйдельман Я.Л. и др. Исследование рабочей температуры распылителя и ее влияние на закоксуывание сопловых отверстий. - "Труды ЦНИТА", вып. 29. Л., 1966.

В.И. Хатянович

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ

При испытаниях и регулировке топливной аппаратуры тракторных дизелей на безмоторных стендах принято считать, что температура топлива в системе стенда существенно не отличается от температуры окружающего воздуха [1]. Между тем