

леса перемещаются на высоту неровности h и воздействуют на остов, но уже через упругий элемент подвески, при этом малейшее перемещение остова вверх вызывает, как было показано выше, уменьшение реакции Y_H и увеличение реакции Y_K , в результате, кроме динамического сжатия упругого элемента на величину f_{∂} , происходит дополнительное сжатие упругого элемента на величину Δf , причем, чем меньше жесткость подвески, тем больше Δf можно получить. При высоте неровности h остов в этом случае переместится на величину, которая меньше высоты неровности на $f_{\partial} + \Delta f$, т.е. $h^I = h - (f_{\partial} + \Delta f)$. Следовательно, перемещение мгновенного центра вращения навесной машины, когда задний мост трактора поддрессорен, произойдет из точки O_H в точку O_H^{II} и будет меньше, чем в случае, когда задний мост неподдрессорен: $\Delta l_2 < \Delta l_1$ и $\Delta s_2 < \Delta s_1$. Тогда $Y_H^I < Y_H^{II} < Y_H$, значит, глубина обработки почвы уменьшится, но величина отклонения от заданного значения будет меньше, чем в случае с неподдрессоренным задним мостом.

Аналогичный процесс, но только в обратном направлении, происходит, когда неровность представляет собой впадину. Следует сказать, что снижение жесткости шины также положительно влияет на устойчивость работы навесной машины, так как в этом случае приведенный прогиб подвески увеличивается $f_{пр} = f_{подвески} + f_{шины}$, а приведенная жесткость $C_{пр}$ уменьшается.

Итак, поддрессирование остова, в частности заднего моста, сельскохозяйственного колесного трактора при работе его в агрегате с навесной машиной способствует уменьшению величины отклонений нормальной реакции почвы на опорное колесо машины, а следовательно, устойчивость работы машины повышается.

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

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ Д-240

В настоящей статье приведены результаты доводки рабочего процесса дизеля Д-240 Минского моторного завода. В этом

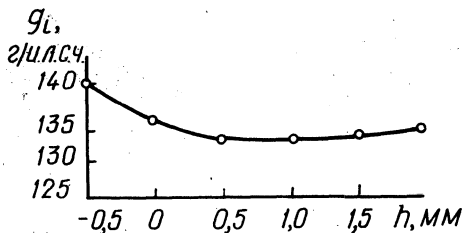


Рис. 1. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины утопания носка распылителя.

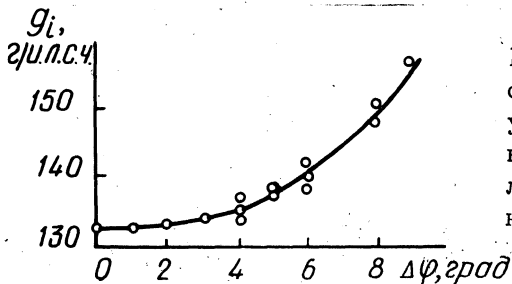


Рис. 2. Влияние отклонения от оптимального значения углов распыливающих отверстий распылителя на величину удельного индикаторного расхода топлива.

двигателе применена камера сгорания типа ЦНИДИ в сочетании с четырехдырчатой форсункой.

Испытания проводились на одноцилиндровом отсеке дизеля Д-240, установленном на универсальном картере. Одноцилиндровая установка была оборудована устройствами для автоматического поддержания заданной температуры воды и масла и замера расхода топлива и воздуха.

Существенное влияние на показатели работы двигателя оказывает место встречи струй топливных факелов со стенками камеры сгорания [1]. При неизменных угле опережения впрыска топлива и конструктивных соотношениях камеры сгорания место встречи топливных факелов со стенками камеры сгорания определяется положением распылителя относительно плоскости головки и величиной углов распыливающих отверстий.

Судя по графику зависимости удельного индикатора расхода топлива от величины утопания носка распылителя (рис. 1), оптимальная величина утопания для дизеля Д-240 составляет 0,8—1,5 мм. В этом случае оси топливных факелов пересекаются со стенкой камеры сгорания под кромкой горловины на расстоянии примерно 4 мм от плоскости днища поршня, что обеспечивает наибольшую эффективность процессов смесеобразования и сгорания.

Результаты исследования влияния отклонения $\Delta\varphi$ от оптимального значения углов распыливающих отверстий в верти-

кальной плоскости (рис. 2) показывают, что отклонение в пределах $\pm 3^\circ$ практически не оказывает влияния на экономичность двигателя.

Для проведения испытаний по выявлению влияния параметров камеры сгорания на работу двигателя был изготовлен специальный поршень, в который вворачивались вставки с камерами сгорания различных размеров (рис. 3).

Показатели рабочего цикла при различной толщине кромки и углах наклона стенки камеры сгорания для $p_i = 9,1 \text{ кг/см}^2$ приведены в табл. 1. Ухудшение экономичности двигателя с увеличением толщины кромки обусловлено ухудшением условий вихревого движения воздушного заряда в камере и снижением температуры кромки камеры сгорания. Уменьшение толщины кромки сдерживается повышением ее температуры.

Таблица 1

№ варианта	Конструктивные параметры камеры сгорания				ξ_i , г/и.л.с.ч.
	r, мм	$\alpha,^\circ$	$\beta,^\circ$	h, мм	
1	1,5	45	60	6,0	138,0
2	1,5	50	75	6,0	141,0
3	0	50	90	6,0	140,5
4	0	50	90	4,0	139,0
5	0	50	90	2,0	137,0
6	1,5	50	-	-	138,0

Таблица 2

Степень сжатия	Конструктивные параметры камеры сгорания			
	Диаметр D, мм	Высота h, мм	Объем $V_k, \text{см}^3$	Надпоршневой зазор l, мм
15,0	64,3	28,7	66,6	1,2
15,8	63,2	27,4	62,5	1,1
16,4	62,6	26,6	60,0	1,0
18,3	60,9	24,6	53,4	0,8

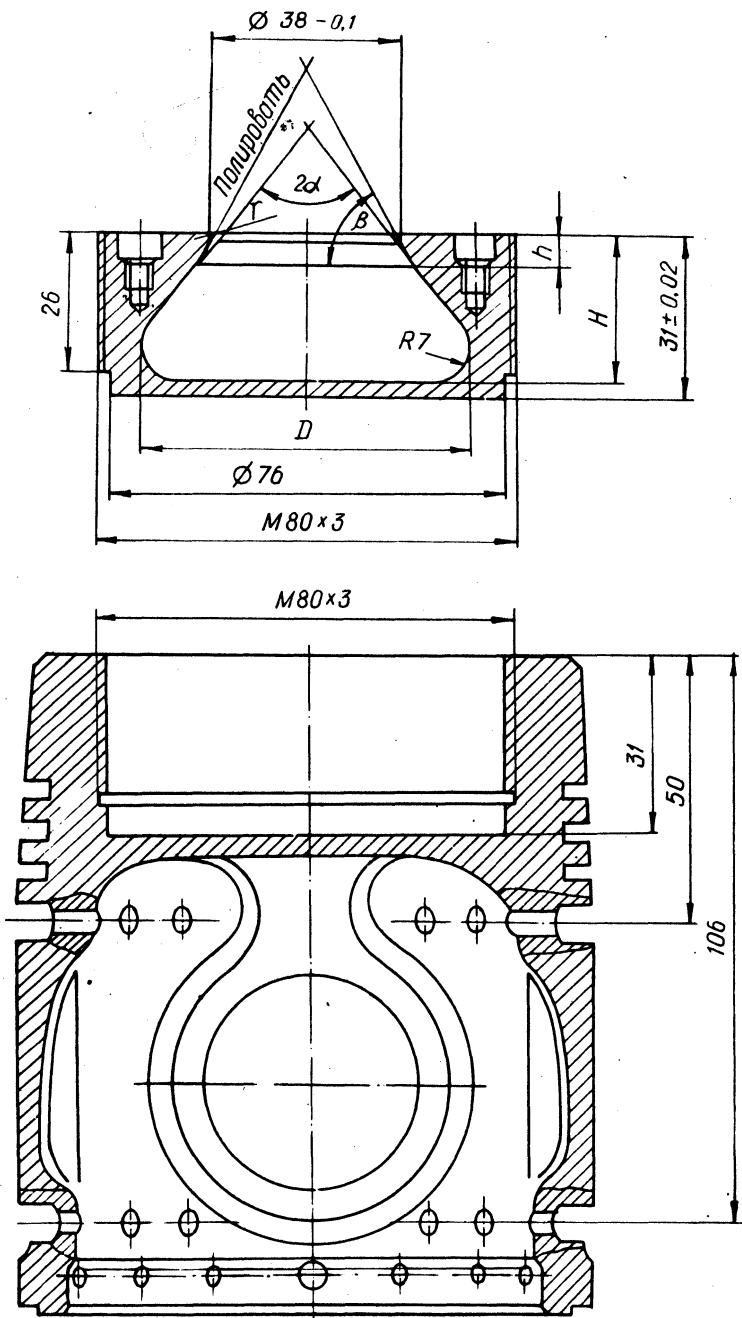


Рис. 3. Экспериментальный поршень.

Исследовалось влияние величины степени сжатия на показатели рабочего процесса двигателя. Степень сжатия изменялась в пределах 15,0—18,3 (табл. 2) при сохранении постоянным относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c} = 0,785$.

Изменение степени сжатия достигалось одновременным изменением объема камеры в поршне V_k и величины надпоршневого зазора l при неизменном утопении клапанов, равном 0,2 мм

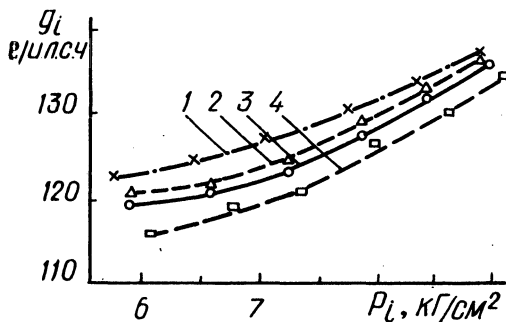


Рис. 4. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины степени сжатия:

1— $\epsilon = 15,0$; 2— $\epsilon = 15,8$; 3— $\epsilon = 16,4$; 4— $\epsilon = 18,3$.

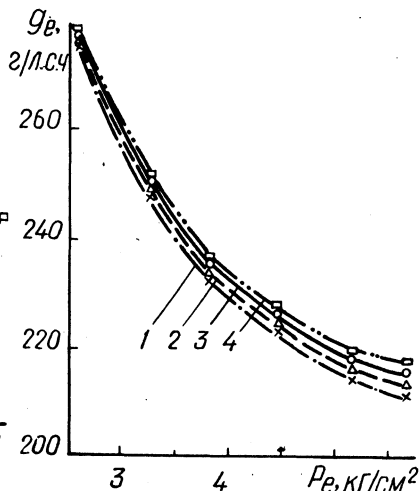


Рис. 5. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от величины степени сжатия (обозначения те же, что и на рис. 4).

При увеличении ϵ от 15,0 до 18,3 g_i снижается во всем интервале изменения p_i в среднем на 5 г/и.л.с.ч. (рис. 4), что связано с увеличением термического к.п.д. цикла. Изменение ϵ в интервале 15,0—16,4 практически не меняет g_e (рис. 5). Увеличение ϵ до 18,3 ухудшает эффективную экономичность двигателя. При $p_e = 5,66$ кг/см² рост g_e по сравнению с $\epsilon = 15,0$ составляет 3 г/э.л.с.ч. Это увеличение расхода топлива обусловлено ростом p_T . С увеличением ϵ от 15,0 до 18,3 возрастает p_{max} от 74,0 до 82 кг/см², а

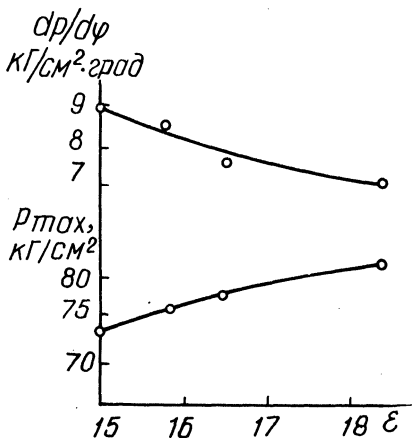


Рис. 6. Влияние величины степени сжатия на максимальное давление и жесткость сгорания.

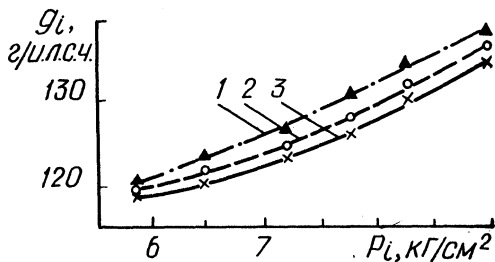


Рис. 7. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от величины относительного объема камеры сгорания:

$$1 - \frac{V_k}{V_c} = 0,74; \quad 2 - \frac{V_k}{V_c} = 0,77; \quad 3 - \frac{V_k}{V_c} = 0,79.$$

жесткость сгорания уменьшается с 8,9 до 7,2 кг/см²·град (рис. 6). Увеличение p_{max} обусловлено возрастанием давления конца сжатия при больших ϵ , а снижение жесткости — уменьшением периода задержки воспламенения в результате увеличения температуры и давления конца сжатия.

Полученные при испытаниях значения p_{max} и $\frac{dp}{d\varphi}$ для различных степеней сжатия не превышают допустимых пределов для современных быстроходных дизелей.

В последующих опытах определялось выявление на экономичность рабочего цикла величины относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c}$. Изменение величины $\frac{V_k}{V_c}$ осуществлялось путем одновременного изменения объема V_k камеры в поршне и величины утопания клапанов при постоянных значениях степени сжатия $\epsilon = 16,4$ и величины надпоршневого зазора $l = 1,0$ мм. Размеры камеры в поршне и величины утопания клапанов K , соответствующие различным значениям $\frac{V_k}{V_c}$, приведены в табл. 3.

Таблица 3

$\frac{V_k}{V_c}$	Конструктивные параметры камеры сгорания			
	Диаметр D, мм	Высота H, мм	Объем V_k , см ³	Утопание K, мм
0,74	62,6	26,6	60,0	1,4
0,77	63,1	27,2	62,0	0,8
0,79	63,5	27,8	63,8	0,2

При увеличении $\frac{V_k}{V_c}$ от 0,74 до 0,79 при $p_i g_i = 9,0 \text{ кг/см}^2$ уменьшается на 3,5 г/и.л.с.ч. и в исследованном интервале зависимость g_i от $\frac{V_k}{V_c}$ имеет линейный характер (рис. 7). Улучшение экономических показателей цикла в основном обусловлено увеличением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания.

Наибольшее значение величины относительного объема камеры сгорания определяется конструктивными и технологическими возможностями. В двигателе Д-240 величина $\frac{V_k}{V_c} = 0,75$, что меньше, чем у ряда современных тракторных двигателей подобного класса [2]. Одним из путей повышения относительного объема камеры сгорания двигателя Д-240 является уменьшение величины утопания клапанов, которая в настоящее время составляет 1,0 мм. Уменьшение утопания каждого клапана до нуля позволит увеличить отношение $\frac{V_k}{V_c}$ до 0,77. Такое увеличение отношения $\frac{V_k}{V_c}$ при прочих равных условиях обеспечит снижение g_i примерно на 1,5 г/и.л.с.ч.

Однако при существующих фазах газораспределения уменьшение утопания клапанов невозможно из-за неизбежных ударов клапана о поршень в конце выпуска.

Была проведена экспериментальная проверка работы двигателя при измененных фазах газораспределения.

Исследовалось влияние на показатели двигателя момента закрытия выпускного клапана при неизменных фазах впускного клапана (17--56°) и опережения открытия впускного клапана при неизменных фазах выпускного клапана (56--17°). Фаза изменялась путем поворота на работающем двигателе выпускного или впускного кулачков относительно коленчатого вала. Ре-

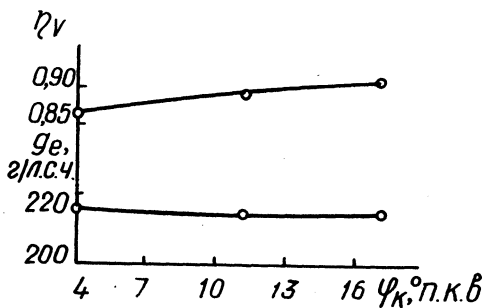


Рис. 8. Влияние запаздывания закрытия выпускного клапана на коэффициент наполнения и удельный расход топлива.

результаты опытов показали, что уменьшение запаздывания закрытия выпускного клапана φ от 17 до 4° ведет к снижению η_v на 0,04 и увеличению g_e на 3,5 г/э.л.с.ч. (рис. 8). Рост g_e обусловлен наряду с падением η_v увеличением p_T , вследствие повышения давления в цилиндре двигателя при приближении поршня к в.м.т. в конце выпуска. Изменение угла опережения открытия впускного клапана от 17 до 4° практически не сказало влияния на показатели рабочего цикла дизеля.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальная величина утопания носка распылителя относительно плоскости головки цилиндров составляет 0,8—1,5 мм.

2. Отклонение осей распыливающих отверстий форсунки в вертикальной плоскости не должно превышать $\pm 3^\circ$ от оптимального значения.

3. Увеличение толщины кромки камеры сгорания ухудшает экономичность двигателя. Штатная камера сгорания и камеры сгорания с толщиной кромки 2 мм и двойным углом наклона стенки 60 и 45° обеспечивают одинаковую экономичность двигателя.

4. Оптимальная величина степени сжатия составляет 15,0—16,4. Дальнейшее увеличение ϵ ухудшает эффективную экономичность двигателя.

5. Повышение относительного объема камеры сгорания $\frac{V_k}{V_c}$ на 0,02 уменьшает удельный индикаторный расход топлива при полной нагрузке на 1,5 г/и.л.с.ч.

6. Для обеспечения возможности увеличения $\frac{V_k}{V_c}$ целесообразно уменьшить угол опережения открытия впускного клапана с 17 до 4° при сохранении общей продолжительности впуска.

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. Исследование тракторных двигателей. — "Труды НАТИ". М., 1969, вып. 199.

В.А. Рожанский, Ч.Б. Дробышевский

АНАЛИЗ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В КАМЕРЕ ТИПА ЦНИДИ В ПРИМЕНЕНИИ К БЫСТРОХОДНОМУ ДИЗЕЛЮ Д-240

Известно, что в дизелях, имеющих камеру сгорания в поршне, при такте сжатия воздух перетекает в камеру по определенным траекториям и со скоростью, зависящей от типа камеры, ее геометрии и скоростного режима. Причем в открытых, неглубоких камерах сгорания движение воздушных потоков за счет вытеснения сравнительно слабое, а потому имеет второстепенное значение (камеры типа ЯМЗ, Перкинс) и, наоборот, в относительно глубоких камерах с узкой горловиной формирующийся вихрь при вытеснении воздуха поршнем — решающий фактор для обеспечения хорошей экономичности процесса. Типичным представителем камеры сгорания второго типа является камера типа ЦНИДИ, в которой на такте сжатия при подходе поршня к в.м.т. радиальные потоки воздуха трансформируются в осевой поток за горловиной камеры, а затем осевое движение потока переходит во вращательное.

На рис. 1 приведены зависимости радиальных W_p и осевых W_0 скоростей, а также удельной энергии $E_{уд}$ в камере сжатия двигателя Д-240 в зависимости от величины надпоршневого зазора h на прогревом двигателе при следующих параметрах: объем камеры в поршне $V_k = 60 \text{ см}^3$; степень сжатия $\epsilon = 16$; коэффициент наполнения $\eta_V = 0,86$, объем подклапанных гнезд $V_{кл} = 6,0 \text{ см}^3$.

Расчет осевой скорости W_0 производился по формуле, взятой из работы [1], в которую на основании работы [2] введен коэффициент сужения α , учитывающий изменение сечения струи воздуха за горловиной при подходе поршня к в.м.т.