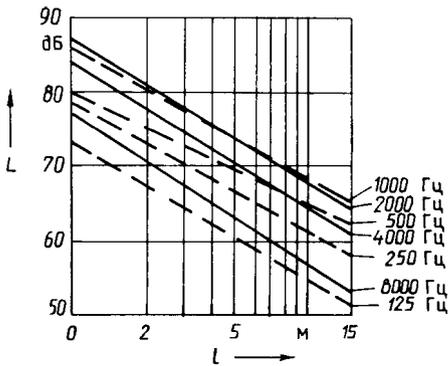


Рис. 4. Уровни звукового давления для различных частот



$$k_{A_{вп}}(n) = 10 \lg \left(\sum_f 10^{(L_{вп}(f,n) + k) / 10} \right) - 10 \lg \left(\sum_f 10^{L_{вп}(f,n) / 10} \right).$$

Значения $L_A^p(n)$ могут быть получены, согласно (1) – (4), заменой k на k_A .

О характере изменения уровней звукового давления в зависимости от расстояния до источника шума можно судить по рис. 4.

Таким образом, полученные уравнения позволяют рассчитать не только максимальный уровень шума мотоциклов, но и проводить его частотный анализ.

Список литературы

1. ОСТ 37.004.022–86. Мотоциклы, мотороллеры, мопеды. Шум. Предельно допустимые уровни. Методы измерений. 2. Некоторые пути снижения шума мотоциклов ММВЗ-3.112 / НИИНавтопром // Мотовелопромышленность. 1982. № 5.

УДК 621.431.

Г.М.КУХАРЕНОК, канд. техн. наук,
Д.М.ПИНСКИЙ (БПИ)

ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ 245 ОТ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Минским моторным заводом освоено производство дизелей 245 с наддувом, форсированных до $p_e = 0,9$ МПа. Эти дизели имеют камеру сгорания типа ЦНИДИ, форсунки ФД-22 М с четырехсopловым распылителем, топливный насос 4УТНМ-Т. Дальнейшее улучшение показателей рабочего цикла дизелей 245 во многом связано с совершенствованием топливного насоса и форсунки.

Для решения этой задачи исследована зависимость экономических и динамических показателей рабочего цикла дизеля от конструктивных параметров распылителей форсунок, комплектации насосной секции и степени интенсификации процесса топливоподачи путем создания гидрозапирания в полости пружины форсунки.

Испытания проводили на безмоторном стенде и одноцилиндровой установке с наддувом, укомплектованной деталями и узлами дизеля 245. При проведении испытаний осуществляли осциллографирование процесса топливоподачи с записью кривой подъема иглы форсунки и давления на ее входе, определяли характеристику впрыска топлива, а также индицировали рабочий цикл дизеля.

Проведены сравнительные испытания следующих распылителей: 1) серийных четырехсопловых с глубиной предсоплового канала $A = 3,01$ мм; 2) пятисопловых с $A = 3,41$ мм; 3) пятисопловых с $A = 3,01$ мм; 4) пятисопловых с $A = 2,4$ мм.

Эффективное проходное сечение распылителей — $\mu_f = 0,285 - 0,315$ мм². Расположение их сопловых отверстий указано в табл. 1.

Как видно из табл. 2, применение пятисопловых распылителей (вариант 3) взамен серийных обеспечивает снижение удельного индикаторного расхода топлива во всем диапазоне исследованных нагрузок двигателя. На номинальном режиме уменьшение g_i составляет примерно 2–3 г/(кВт·ч). По мере снижения нагрузки двигателя разница в g_i уменьшается.

Пятисопловые распылители 2–4-го вариантов имеют практически одинаковую экономичность во всем диапазоне исследованных режимов. На режиме максимального крутящего момента на валу двигателя снижение g_i при при-

Табл. 1. Расположение сопловых отверстий распылителей [1]

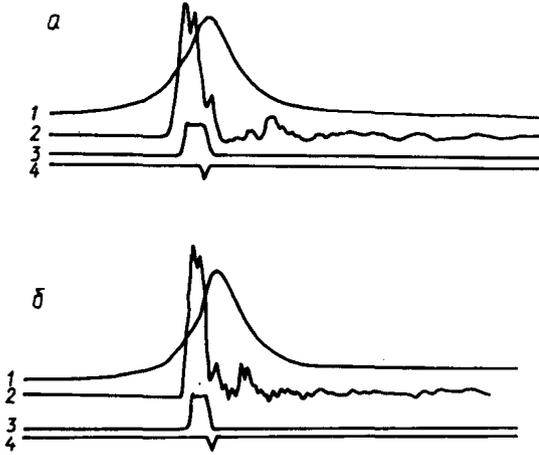
Распылители	Угол в плане α , град, для отверстий					Угол в вертикальной плоскости φ , град, для отверстий				
	A	Б	В	Г	Д	A	Б	В	Г	Д
Четырехсопловые	32	32	—	51	51	68	68	—	52	52
Пятисопловые	8	90	8	57	57	62	70	62	52	52

Табл. 2. Результаты испытаний распылителей ($n = 2200$ мин⁻¹, $p_k = 0,17$ МПа, $t = 100$ °С)

Вариант распылителя	Удельный индикаторный расход топлива g_i , г/(кВт·ч), при p_r , МПа							
	0,62	0,73	0,82	0,94	1,05	1,09	1,11	
1	152,8	156,1	164,0	171,5	178,1	179,6	182,0	
	153,8	157,3	163,6	171,5	178,8	180,4	182,1	
2	151,1	156,1	162,1	169,7	177,3	178,6	179,7	
	150,9	154,7	161,5	170,0	176,2	178,5	178,9	
3	151,4	155,5	161,8	169,2	177,0	178,2	178,4	
	150,0	156,2	161,0	168,5	176,3	177,9	179,4	
4	150,9	154,3	161,5	177,5	178,8	178,8	180,0	
	151,2	155,9	162,6	168,3	177,3	178,0	180,3	

Рис. 1. Осциллограммы рабочего процесса и процесса топливоподачи дизеля 245:

а — с насосом 4УТНМ-Т; б — 4НТД-27; 1 — индикаторная диаграмма; 2 — изменение давления в топливопроводе у форсунки; 3 — подъема иглы форсунки; 4 —отметка в.м.т.



менении пятисопловых распылителей составляет 3–4 г/(кВт.ч). Это уменьшение связано с более равномерным распределением топливных факелов в камере сгорания и соответствующим увеличением эффективности использования воздушного заряда.

Пятисопловые распылители 3-го варианта испытаны при комплектации одноцилиндровой установки секциями насосов УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э, НТД-27. Для каждого случая предварительно были определены оптимальные установочные углы опережения впрыска топлива: при насосе УТНМ-Т — $\theta_{\text{опт}} = 28$ град п.к.в. (до в.м.т), МТНМ — 26, МТНМ-Э — 24, НТД-27 — 18 град п.к.в.

При оптимальных установочных углах опережения впрыска топлива на номинальном режиме работы дизеля и режиме максимального крутящего момента насосы УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э обеспечивают практически одинаковые удельные расходы топлива. При применении секции насоса НТД-27 удельный расход топлива на номинальном режиме дизеля меньше на 1 г/(кВт.ч), на режиме максимального крутящего момента — на 2 г/(кВт.ч).

Осциллограммы процесса топливоподачи показывают, что при применении насоса НТД-27 интенсивность начальной фазы впрыска выше, чем при насосе УТНМ-Т, другой и характер изменения давления в конечной фазе и в трубопроводе по окончании впрыска (рис. 1). Увеличивается максимальное давление (на 5 МПа) и сокращается продолжительность впрыска топлива (на 2 град п.к.в.) на номинальном режиме работы дизеля. Оптимальные действительные углы опережения впрыска $\theta_{\text{д}}$ при всех насосах практически одинаковы (табл. 3).

Максимальные давления сгорания топлива при работе с различными насосными секциями отличаются незначительно. Жесткость сгорания $dp/d\varphi$ при применении секций насосов МТНМ, МТНМ-Э и НТД-27 выше. При этом большие ее значения характерны для насоса НТД-27.

Для исследования влияния степени интенсификации топливоподачи на рабочий процесс дизеля 245 была изготовлена топливная система с регулируемым давлением гидрозапирания иглы форсунки ($p_{\text{гз}}$) и регулируемым давле-

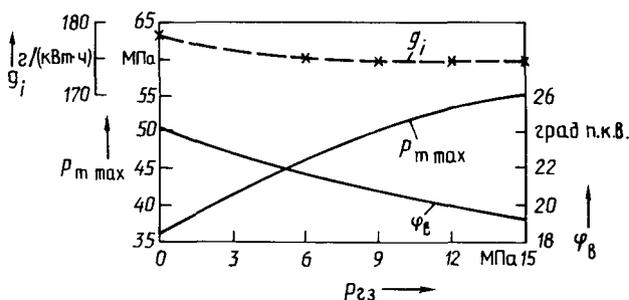


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива и параметров топливоподачи от давления гидрозапирания ($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_i = 1,1 \text{ МПа}$)

Табл. 3. Результаты осциллографирования процесса топливоподачи

($n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $p_i = 1,1 \text{ МПа}$)

Секция насоса	$\theta_{\text{опт}}$ град п.к.в.	$\theta_{\text{д}}$ град п.к.в.	$p_{\text{тmax}}$ МПа	$\varphi_{\text{в}}$ град	p_{max} МПа	$dp/d\varphi$, МПа/град
УТНМТ, $d_{\text{пл}} = 28$ = 9,0 мм, $h_{\text{пл}}$ = 8,0 мм, с грибовым нагнетатель- ным клапа- ном		16,3	37,2	23,3	10,6	0,47
МТНМ, $d_{\text{пл}} = 26$ = 9,0 мм, $h_{\text{пл}} =$ = 10 мм, с грибовым нагнетатель- ным клапаном		17,0	39,4	22,6	11,5	0,62
МТНМ-Э, $d_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$, $h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм}$, с грибовым нагнетатель- ным клапа- ном	24	16,2	40,3	22,6	11,2	0,64
НТД-27, $d_{\text{пл}} =$ = 9 мм, $h_{\text{пл}} =$ = 10 мм, с на- гнетательным клапаном двой- ного действия	18	15,8	41,9	21,8	11,5	0,68

нием в головке насоса ($p_{\text{н}}$) [2]. Испытания опытной топливной системы на без-
моторной установке показали, что увеличение давления в головке насоса от

0,2 до 1,0 МПа ведет к небольшому повышению остаточного давления в топливопроводе и максимального давления впрыска топлива. Введение дополнительного гидрозапираания иглы форсунки позволяет повысить (по сравнению с пружинным запиранием) максимальное давление и сократить продолжительность впрыска топлива (рис. 2). Так, при увеличении давления гидрозапираания от нуля до 15 МПа $p_{\text{Тmax}}$ возрастает в среднем на 20 МПа, а $\varphi_{\text{в}}$ уменьшается на 5 град п.к.в.

Анализ характеристики впрыска топлива показывает, что с ростом $p_{\text{гз}}$ повышается интенсивность впрыска в начальной и конечной фазах топливоподачи.

При испытаниях опытной топливной системы на одноцилиндровой установке выявлено, что с повышением давления гидрозапираания оптимальный угол опережения впрыска топлива увеличивается. Одновременно уменьшается чувствительность рабочего процесса к установочному углу впрыска. Без гидрозапираания $\theta_{\text{опт}} = 28$ град п.к.в., при $p_{\text{гз}} = 6$ и 15 МПа $\theta_{\text{опт}} = 30$ град п.к.в.

При оптимальных углах опережения впрыска на номинальном режиме работы дизеля с ростом давления гидрозапираания от нуля до 15 МПа g_i снижается на 3 г/(кВт.ч) (см. рис. 2). Минимальное значение g_i соответствует $p_{\text{гз}} = 12-15$ МПа или $p_{\text{Тmax}} = 53-55$ МПа и $\varphi_{\text{в}} = 19-20$ град п.к.в. При работе дизеля со средними нагрузками и $p_{\text{гз}} = 15$ МПа g_i снижается на 3-4 г/(кВт.ч). С ростом $p_{\text{гз}}$ до 15 МПа при постоянном $\theta = 28$ град п.к.в. p_{max} практически не изменяется. Это связано с тем, что с увеличением $p_{\text{гз}}$ угол опережения воспламенения топлива уменьшается; при оптимальных θ с ростом $p_{\text{гз}}$ от нуля до 15 МПа p_{max} увеличивается на 0,7 МПа, а $dp/d\varphi$ на 0,11 МПа/град.

Таким образом, применение в дизеле 245 форсунок с пьезооперными распылителями взамен серийных обеспечивает снижение удельного индикаторного расхода топлива. Секции насосов УТНМ-Т, МТНМ, МТНМ-Э имеют практически одинаковую топливную экономичность. Интенсификация процесса впрыска топлива путем увеличения давления гидрозапираания иглы форсунки способствует снижению удельного расхода топлива.

Список литературы

1. Кухаренко Г.М., Пинский Д.М. Исследования по выбору параметров форсунки ФД-22, обеспечивающих улучшение топливной экономичности форсированных дизелей ММЗ: Отчет о НИР/БПИ. Шифр темы 1711/83; № ГР 018322052395; Инв. № 0283.0055035. Мн., 1983. 2. Хачиян А.С., Богдасаров И.Г. Топливная система с изменяющимися характеристиками впрыскивания топлива // Двигателестроение. 1986. № 7.