

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В настоящее время двигатели с наддувом получают все более широкое распространение. При создании таких двигателей необходимо решать ряд задач, одной из которых является выбор рациональной степени сжатия. Степень сжатия оказывает влияние на топливную экономичность, динамические показатели рабочего цикла, пусковые качества и другие показатели работы двигателя.

В 1984 г. на Минском моторном заводе (ММЗ) освоено производство четырехцилиндрового дизеля с наддувом Д-245, имеющего камеру сгорания типа ЦНИДИ и степень сжатия $\epsilon = 15$ единиц. На базе этого двигателя ведутся работы по созданию двигателей повышенной мощности с p_e до 1,2 МПа ($p_i = 1,42$ МПа), имеющих наддув с промежуточным охлаждением.

Цель данной работы — исследование влияния степени сжатия на экономические и динамические показатели рабочего цикла перспективных дизелей ММЗ при различном уровне их форсирования, а также проведение экспериментальных и аналитических исследований.

Аналитические исследования выполнены на ЭВМ ЕС-1035 по методике, приведенной в работе [1].

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке, оборудованной автономной системой наддува (рис. 1). Агрегатом наддува являлся поршневой компрессор, вал которого приводился во вращение от электродвигателя постоянного тока 1. Из компрессора 2 сжатый воздух поступал в одноцилиндровый двигатель 14, предварительно пройдя ресивер 3. Ресивер 3 служил для гашения пульсаций и ограничения давления в напорной сети. В нем установлены предохранительный клапан 5 и контрольный манометр 4. В успокоительном ресивере 10 установлено шесть трубчатых электронагревателей 11, служащих для подогрева воздуха, который поступает из ресивера 10 во впускную трубу одноцилиндрового двигателя. Температура наддувочного воздуха поддерживалась автоматически в необходимых пределах.

Объем и давление воздуха, поступающего в одноцилиндровый двигатель, регулировались изменением частоты вращения вала компрессора и путем поворота воздушной заслонки 6, противодействие на выхлопе — заслонкой 15. Давление воздуха в системе наддува измерялось образцовыми манометрами 7, 12 и 16 с ценой деления 0,005 МПа. Температура воздуха перед газовым счетчиком 9 и на входе в двигатель измерялась хромель-копелевыми термомпарами 8 и 13 с регистрацией результатов измерений прибором КВП1-503.

Двигатель снабжен автоматическими устройствами для задания и поддержания температуры воды и масла с точностью $\pm 1^\circ\text{C}$ независимо от режима работы двигателя. Плавное регулирование угла опережения впрыска топлива на работающем двигателе осуществляется за счет поворота корпуса топливного насоса относительно кулачкового валика с помощью специального устройства.

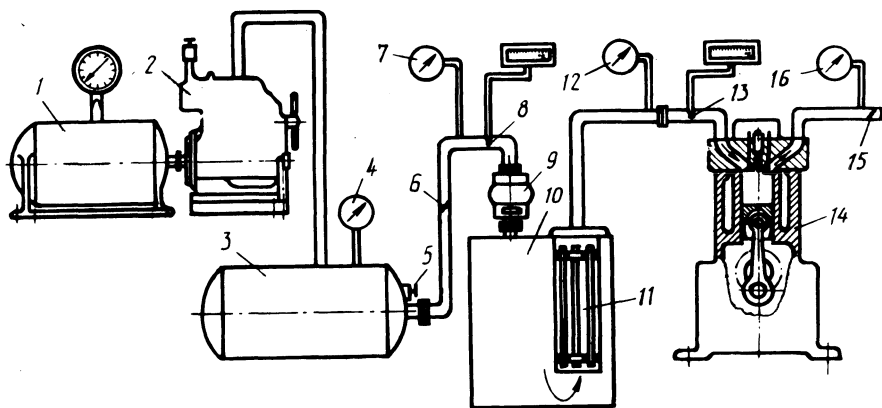


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Комплектация топливной секции включала: плунжерную пару с диаметром плунжера 9 мм, нагнетательный клапан с объемом разгрузки 65 мм^3 без вытеснителя, форсунку с силой затяжки пружины 21 МПа и пятисопловым распылителем с эффективным сечением сопловых отверстий $0,30 \text{ мм}^2$.

Одновременно с замером основных показателей двигателя осуществлялось его индицирование с помощью пьезоэлектрического индикатора ЦНИДИ и запись индикаторных диаграмм и других отметок на девятишлейфовом осциллографе марки 9SO-I-F2 фирмы RFT.

Изменение степени сжатия осуществлялось путем расточки камеры сгорания при сохранении размеров боковой поверхности. Для этого было применено специальное приспособление, которое центрировалось по гильзе цилиндра и позволяло производить обработку камеры сгорания типа ЦНИДИ без демонтажа поршня. Это обеспечило идентичность условий работы поршня при различных степенях сжатия. Объемы камеры в поршне при испытанных степенях сжатия 14, 15 и 16 единиц, соответственно составляющие $72, 65$ и 60 см^3 , проверялись методом проливки.

Обработка результатов исследования заключалась в определении экономических и динамических показателей рабочего цикла, а также параметров тепловыделения [2].

Результаты экспериментальных исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла высокофорсированных двигателей приведены в табл. 1.

При анализе полученных данных необходимо учитывать, что среднее давление механических потерь для одноцилиндровой установки выше, чем для полноразмерного двигателя.

Приведенные в таблице данные показывают, что при различных уровнях форсирования двигателя характер влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла аналогичен. С ростом степени сжатия g_i уменьшается, а удельный эффективный расход топлива остается практически постоянным. Это объясняется тем, что с увеличением степени сжатия растет среднее давление механических потерь и уменьшается отношение объема камеры в поршне к объему сжа-

Табл. 1. Влияние степени сжатия на показатели

Режим работы			Показатели							
			$\epsilon = 14$				$\epsilon = 16$			
p_e , МПа	p_k , МПа	T_k , К	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	
Частота вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$										
1,12	0,20	343	1,45	184	238	14,2	0,62	1,46	183	
1,08	0,20	343	1,41	182,5	235,5	14,1	0,53	1,42	180,5	
1,08	0,19	333	1,41	183,5	239	13,1	0,65	1,42	181,5	
1,02	0,19	338	1,35	178	235,5	13,1	0,61	1,36	177	
0,98	0,18	333	1,31	176	235,5	13,2	0,60	1,32	175	
Частота вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$										
1,14	0,18	343	1,46	185	236	13,5	0,72	1,47	184	
1,08	0,18	343	1,40	183	239	13,2	0,64	1,41	181,5	

Табл. 2. Показатели динамики тепловыделения

Показатели	Степень сжатия ϵ		
	16	15	14
Среднее индикаторное давление p_i , МПа	1,43	1,42	1,41
Максимальная скорость сгорания топлива $dx/d\phi$, 1/град	0,040	0,048	0,054
Максимальная температура газов в процессе сгорания T_{max} , К	2090	2040	2040
Коэффициент активного тепловыделения ξ_{max}	0,82	0,83	0,82
Угол от начала сгорания до точки ξ_{max} $\phi_{\xi_{max}}$, град	70	73	73
Продолжительность сгорания ϕ_z , град	107	108	115

тия. Максимальное давление сгорания при увеличении ϵ растет, а жесткость снижается. Так, при $p_e = 1,08$ (соответствует $p_e = 1,2$ МПа полноразмерного двигателя) с увеличением ϵ от 14 до 16 единиц при $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ g_i уменьшается от 182,5 до 178 г/(кВт·ч), $dp/d\phi$ снижается от 0,54 до 0,47 МПа/град, максимальное давление возрастает от 14,2 до 15,2 МПа.

Результаты исследования влияния степени сжатия на динамику тепловыделения в процессе сгорания топлива приведены в табл. 2.

С увеличением степени сжатия растет максимальная температура газа в процессе сгорания топлива, уменьшается его максимальная скорость, сокращаются продолжительность сгорания ϕ_z и угол от начала сгорания до точки ξ_{max} . Коэффициент активного тепловыделения практически не меняется.

рабочего цикла высокофорсированных двигателей

рабочего цикла							
15				$\epsilon = 16$			
g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град	p_i , МПа	g_i , г/(кВт·ч)	g_e , г/(кВт·ч)	p_{max} , МПа	$dp/d\phi$, МПа/град
вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$							
238,5	14,8	0,53	1,47	182	238,5	15,2	0,49
235	14,8	0,50	1,43	179	234	15,1	0,49
240	13,9	0,56	1,43	179,5	240	14,7	0,47
236	13,6	0,60	1,37	175	236	14	0,60
235,5	13,8	0,56	1,33	174	235,5	14,3	0,50
вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$							
236,5	14,1	0,62	1,48	183	237	14,9	0,51
240	14	0,52	1,42	179,5	240	14,6	0,51

Полученные значения ϕ_z значительно превышают оптимальные значения продолжительности сгорания топлива, рекомендованные в работе [3]. Как показано в ней, основным параметром процесса сгорания топлива, определяющим топливную экономичность двигателя, является его продолжительность.

Для оценки эффективности рабочего цикла дизеля, форсированного до $p_i = 1,42$ МПа, были проведены аналитические исследования по определению влияния ϕ_z на его экономичность. Результаты этих исследований представлены на рис. 2. С увеличением ϕ_z растет удельный расход топлива. При этом большее влияние на g_i получено при $\phi_z > 80^\circ$ п.к.в. Так, при изменении ϕ_z от 40 до 80 g_i увеличилось примерно на 2 г/(кВт·ч), а от 80 до 120 — на 8 г/(кВт·ч). Таким образом, при организации процесса сгорания в высокофорсированном двигателе необходимо стремиться к ограничению ϕ_z до 80°.

Были проведены аналитические исследования по определению влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла при $\phi_z = 80^\circ$ п.к.в. (рис. 3).

Сравнение результатов аналитических и экспериментальных исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего цикла высокофорсированного дизеля показывает, что характер полученных зависимостей аналогичен. При уменьшении продолжительности сгорания топлива до 80° экономичность двигателя при различных степенях сжатия уменьшается в среднем на 13 г/(кВт·ч). При этом максимальная температура и давление цикла изменяются незначительно.

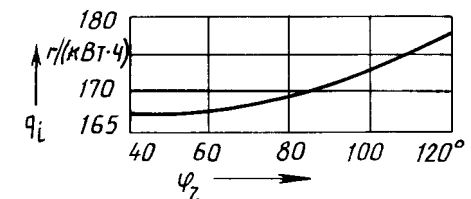
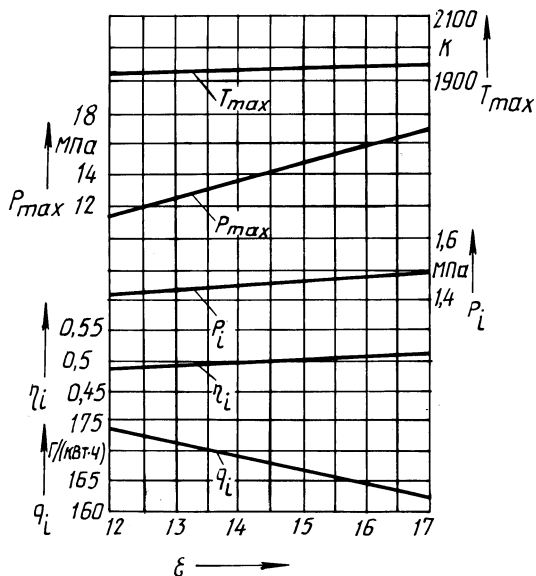


Рис. 2. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от продолжительности его сгорания

Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла дизеля от степени сжатия ($\varphi_z = 80$ град.п.к.в.; $p_k = 0,2$ МПа; $T_k = 343$ К)



Проведенные исследования показали: для высокофорсированных двигателей ММЗ уменьшение степени сжатия с 15 до 14 единиц позволит снизить максимальное давление сгорания топлива при практически неизменном значении удельного эффективного расхода топлива; основным направлением совершенствования процесса сгорания топлива в высокофорсированных дизелях ММЗ является сокращение его продолжительности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кухаренок Г.М., Пинский Д.М. Расчет рабочего цикла дизеля на ЭЦВМ // Автотракторостроение. – Минск, 1978–Вып. 11. – С. 107–112.
2. Рожанский В.А., Кухаренок Г.М., Фрадин В.Ф. Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ // Автотракторостроение. – Минск, 1971. – Вып. 1. – С. 65–72.
3. Вибье И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М. – Свердловск: Машгиз, 1962. – 161 с.

УДК 534.833.532:631.372

В.В. КУХАРЕНОК, канд. техн. наук,
В.А. СЕМЕНОВ, В.Н. ГАВРЮНИН (МТЗ)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ИСТОЧНИКОВ ВНЕШНЕГО ШУМА ТРАКТОРА

Уровень внешнего шума, создаваемого тракторами "Беларусь", составляет в настоящее время 87...89 дБА при норме 85 дБА по ГОСТ 12.2.019–76. Уменьшение его на 2...4 дБА является важной актуальной задачей.

Внешний шум транспортных средств определяется воздушным шумом,