

### Литература:

1. Костин А. К., Пугачёв Б. П., Кочинев Ю. Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. Под. Ред. А. К. Костина. – Л.: Машиностроением. Ленингр. отд., 1989. 284 с. С. 17–36.
2. Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Казаков С.А. Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. 2009, № 3 (237). С. 32 – 36.
3. Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Силин Е.Л. Повышение динамических качеств дизеля изменением физико – химических свойств топлива // Автомобильная промышленность, 2008, № 7. С. 10 – 13.
4. Патрахальцев Н.Н., Санчес Л.В., Шкаликова В.П. О возможности расширения ресурса дизельных топлив и регулирования рабочего процесса дизеля изменением свойств топлива // ДВС. Республик. межвед. науч. - техн. сб. Харьков. Вища школа. 1988. Вып. 48. С. 73 – 79.
5. Патрахальцев Н. Н. Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. 1980, № 10. С. 33–37.

## ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ В СУДОВОМ МАЛООБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ СО СРЕДНИМ ИНДИКАТОРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ 20 БАР

**Обозов А.А.** (ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»), **Рогалев В.В., Клочков А.В.** (Брянский государственный технический университет)

В настоящее время судовые малооборотные дизели типа ДКРН, выпускаемые на Брянском машиностроительном заводе по лицензии фирмы MAN- Diesel A/S, достигли высокого уровня среднего индикаторного давления – величины 20 бар. Двигатель 6S50MC-C (6ДКРН 50/200-14) на режиме спецификационной максимальной длительной мощности (СМДМ) имеет следующие параметры: эффективная мощность 9480 кВт при частоте вращения коленчатого вала 127 мин<sup>-1</sup>; максимальное давление цикла 151 бар; давление надувочного воздуха 3,65 бар; среднее индикаторное давление 20,3 бар. Двигатель является крейцкопфным, сверхдлинноходовым (имеет отношение диаметра цилиндра к ходу поршня S/D = 4), характеризуется высоким значением максимального давления цикла и предельно высоким для одноступенчатых схем наддува давлением надувочного воздуха. Выполнение расчета рабочего процесса этого дизеля с использованием методики Гриневецкого–Мазинга при выборе рекомендуемых значений показателя политропы  $n_{pol} = 1,32 \dots 1,39$  приводит к значительной погрешности в определении важнейших характеристик дизеля, сильно отличающихся от экспериментальных значений. На необходимость усовершенствования методики традиционного расчета рабочего цикла дизеля путем правильного описания процесса сжатия указывает ряд публикаций [2].

Исходной информацией при изучении термодинамических процессов в машинах является индикаторная диаграмма в координатах  $p - v$  (давление – объём цилиндра). Известно, что небольшие отрезки любых кривых линий могут быть аналитически выражены уравнениями степенного вида [4]. В частности, всегда можно выбрать такое число  $n$ , при котором уравнение  $pv^{n_{pol}} = const$  достаточно близко воспроизводит разнообразные встречающиеся в практике линии индикаторных диаграмм. Если вся заданная кривая не может быть выражена единым уравнением,

ее можно разбить на несколько интервалов, каждый из которых характеризуется своим показателем  $n_{pol}$ .

Таблица. Влияние показателя политропы на давление конца сжатия

Параметры		ДБ-44	ДБ-46	ДБ-54	ДБ-60	ДБ-62	ДБ-70
		6ДКРН 35/105-10	6ДКРН 60/229-12	6ДКРН 42/136-11	5ДКРН 42/136-11	6ДКРН 50/200-14	7ДКРН 50/200-15
$P_k$	МПа	0,31	0,32	0,346	0,334	0,362	0,365
$e$	-	12,85	12,5	12,29	12,43	12,07	11,92
$P_c = P_k e^{1,37}$ (расчетное при $n = 1,37$ )	МПа	10,2	10,1	10,75	10,54	10,98	10,88
$P_c$ (измеренное)	МПа	10,8	11,0	13,1	13,0	13,2	13,2
$m$	-	1,058	1,089	1,218	1,233	1,202	1,213

На рис. 1. показаны процессы сжатия в цилиндре исследуемого дизеля, полученные из индикаторных диаграмм при проведении стендовых испытаний на четырех режимах винтовой характеристики (50,75,100 и 110%СМДМ). Экспериментальные индикаторные диаграммы регистрировались с помощью комплекса испытательной аппаратуры «PMI-System» (MAN- Diesel A/S).

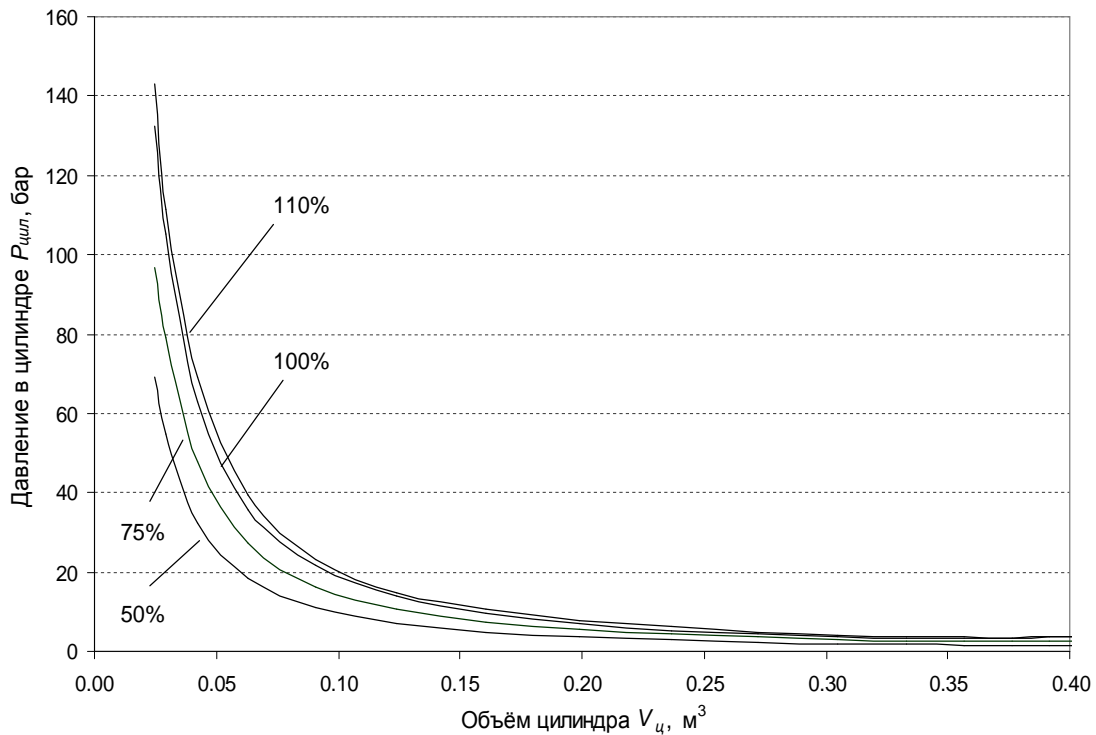


Рис.1 Процессы сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C

На рис.2. приведена логарифмическая анаморфоза полученных из индикаторных диаграмм процессов сжатия (т.е. преобразование функциональной зависимости к виду  $y=f(x)$ , где  $y=\lg(p_ц)$ ;  $x=\lg(v_ц)$ ), по которой определены значения  $n$  на всех режимах.

На рис. 3 приведено семейство полученных функций  $n_{pol}(x)$ , соответствующих процессам сжатия для режимов винтовой характеристики. Жирной линией обозначена функция, соответствующая режиму 100%СМДМ (осредненный результат обработки четырех индикаторных диаграмм).

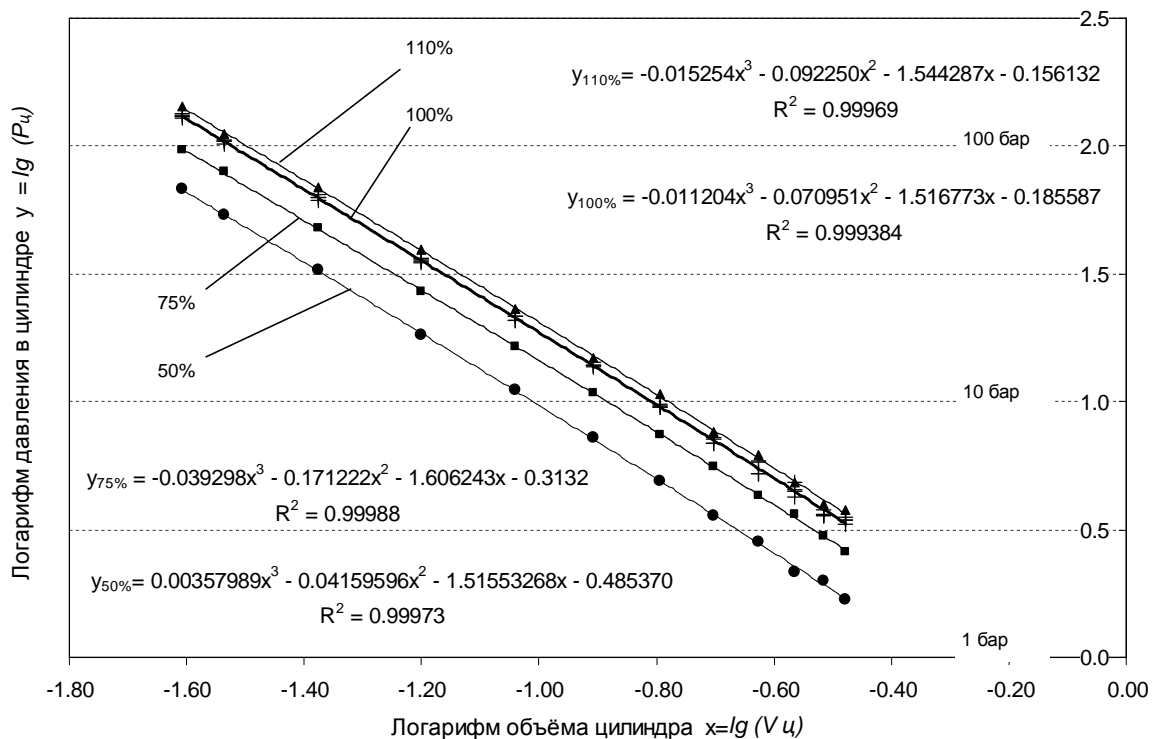


Рис.2. Отображение процессов сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C в логарифмических координатах

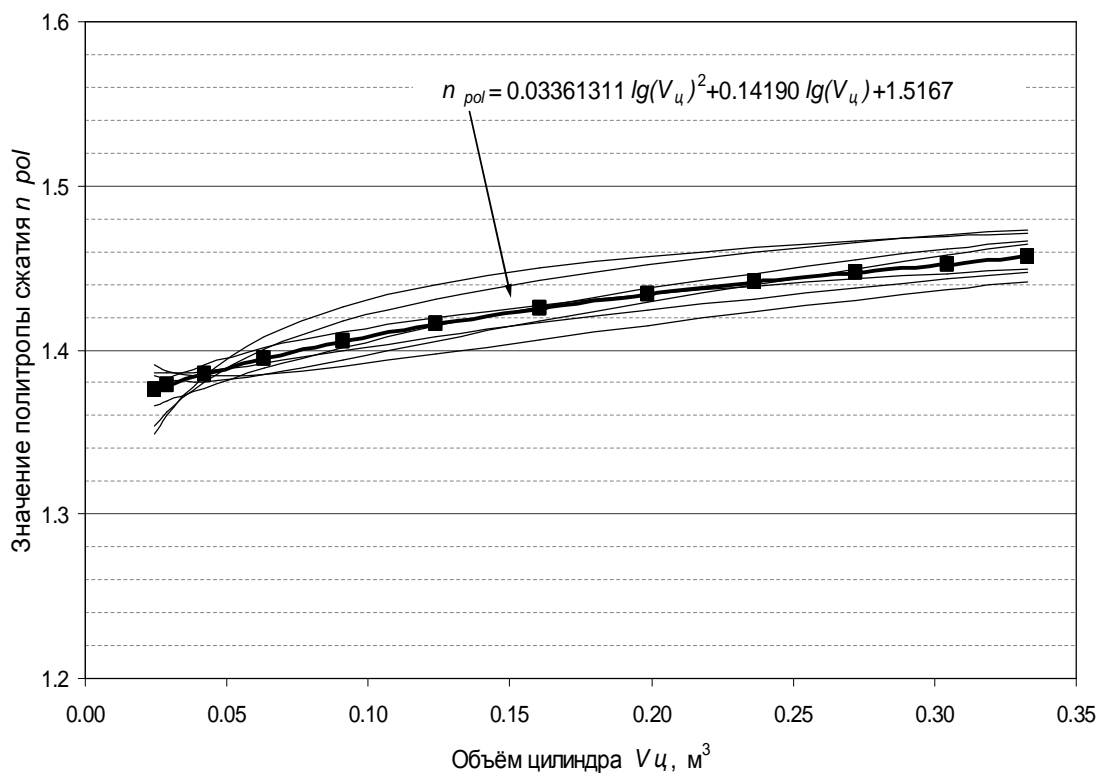


Рис.3. Функции изменения показателя политропы сжатия судового малооборотного дизеля

Из рис.3 видно, что практически на всем протяжении процесса сжатия показатель политропы имеет значения выше 1,4. Средняя величина  $n_{pol}$  составляет  $n_{pol} = 1,409$ ; максимальное значение показателя политропы  $n_{pol} = 1,46$  имеет место в начале процесса сжатия, когда холодное рабочее тело поступает в цилиндр и наиболее интенсивно подогревается. Только непосредственно вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) показатель политропы сжатия снижается до величины  $n_{pol} = 1,36$ .

Такая тенденция изменения показателя политропы сжатия наблюдается во всех режимах работы судового дизеля. На режиме 50% СМДМ средняя величина  $n_{pol}$  составляет  $n_{pol} = 1,417$ ; максимальное значение показателя политропы достигает  $n_{pol} = 1,473$ . Вблизи мёртвой точки величина показателя политропы снижается до уровня  $n_{pol} = 1,35$ . Следовательно, на режиме 50% СМДМ рабочее тело подогревается больше, чем на номинальном режиме работы дизеля (режиме 100% СМДМ). Это объясняется тем, что частота вращения коленчатого вала снижается (со  $127 \text{ мин}^{-1}$  до  $100,8 \text{ мин}^{-1}$ ) и, соответственно, увеличивается время контакта рабочего тела с горячими деталями камеры сгорания.

Значения давления в конце процесса сжатия  $p_{comp}$  могут быть рассчитаны по известной зависимости  $p_{comp} = p_a e^n$  ( $e$  - степень сжатия;  $p_a$  - давление в цилиндре в момент закрытия выпускного клапана). При расчете давления конца сжатия можно использовать формулу  $p_{comp} = p_{scav} e^n$  ( $p_{scav}$  - давление продувочного воздуха в ресивере, т.к. судовых двухтактных малооборотных дизелей продувка происходит через окна втулки). Для исследуемого двигателя для режима 100% СМДМ вполне очевидно получаем давление конца процесса сжатия равное

$$p_{comp} = p_{scav} e^n = 3,65 \cdot 12,80^{1,4088} = 132,4 \text{ бар}.$$

Если же воспользоваться рекомендуемым в литературе значением среднего показателя политропы сжатия, равным 1,370, то в результате расчета мы получим значение давления сжатия равное  $p_{comp} = 120,2$  бар, т.е. на 8% ниже экспериментального значения для данного параметра.

#### **Литература:**

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей./Д.Н Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Коптев К.Н. Усовершенствованная методика традиционного расчета рабочего цикла дизеля. Двигателестроение, № 4, 1997. – с. 21 – 24.
3. Обозов А.А., Рогалев В.В., Ключков А.В. Исследование процесса сжатия в судовом малооборотном двигателе со средним индикаторным давлением 20 бар. Двигателестроение, № 1, 2009. – с. 10 – 14.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. - 496 с.