

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И МАШИННО-ДВИЖИТЕЛЬНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

УДК 621.431.74

А. В. Ерыганов, Р. А. Варбанец

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ДИЗЕЛЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИНДИЦИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Предлагается расчетный метод определения объема камеры сжатия и степени сжатия в цилиндре по данным индикаторной диаграммы дизеля. Используется точка на кривой сжатия, в которой скорость нарастания давления максимальна. В этой точке вторая производная от кривой давления по углу поворота коленчатого вала равна нулю. Записано выражение для второй производной от кривой сжатия в виде политропы. При решении этого уравнения сокращен показатель политропы, что позволило вывести выражение для объема цилиндра в указанной точке в аналитическом виде. В результате по известным геометрическим параметрам цилиндра и данным, взятым из индикаторной диаграммы дизеля, можно с инженерной точностью определить степень сжатия, что особенно актуально для современных малооборотных дизелей MAN, Wartsila, в документации которых этот параметр не указан.

Ключевые слова: дизель, индикаторная диаграмма, степень сжатия, верхняя мертвая точка, нижняя мертвая точка, скорость изменения давления.

Введение

Современные средства параметрической диагностики двигателей внутреннего сгорания позволяют оперативно и точно регистрировать давление в рабочих цилиндрах и определять параметры рабочего процесса. Оперативность достигается благодаря применению алгоритмических методов синхронизации – определению положений верхней (ВМТ) и нижней мертвых точек и последующему преобразованию диаграмм давления из функций времени $P(t)$ в функции $P(\varphi)$ по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) [1]. Точность достигается применением качественных датчиков давления, например, фирмы IMES GmbH (Германия), с максимальной погрешностью не более 0,5 % [2].

При наличии кривой давления, записанной с малым постоянным шагом, и базовых геометрических данных цилиндра и кривошипно-шатунного механизма (диаметр, ход поршня и длина шатуна) можно рассчитать среднее индикаторное давление в цилиндрах и индикаторную мощность дизеля. Использование методов вибродиагностики, позволяющих одновременно с давлением в цилиндре записывать процессы, происходящие в топливной аппаратуре высокого давления (ТА) и механизме газораспределения (МГР), позволяет значительно расширить объем анализируемых данных [1]. Таким образом, параметрическая диагностика цилиндра дизеля дает возможность оценить качество процесса сгорания топлива в цилиндрах и определить техническое состояние цилиндропоршневой группы и основных систем, влияющих на рабочий процесс: ТА и МГР.

Среднее индикаторное давление IMEP – основной показатель нагруженности цилиндров – определяется как удельная работа цикла, т. е. работа (L), отнесенная к объему цилиндра (V_{cyl}):

$$IMEP = p_i = L / V_{cyl}$$

Определение работы цикла (L) возможно методом приращенных объемов [3], а объем цилиндра определяется как объем, описанный поршнем, плюс объем камеры сжатия (V_C):

$$V_{cyl} = V_s + V_c = \frac{\pi D^2}{4} S + V_c,$$

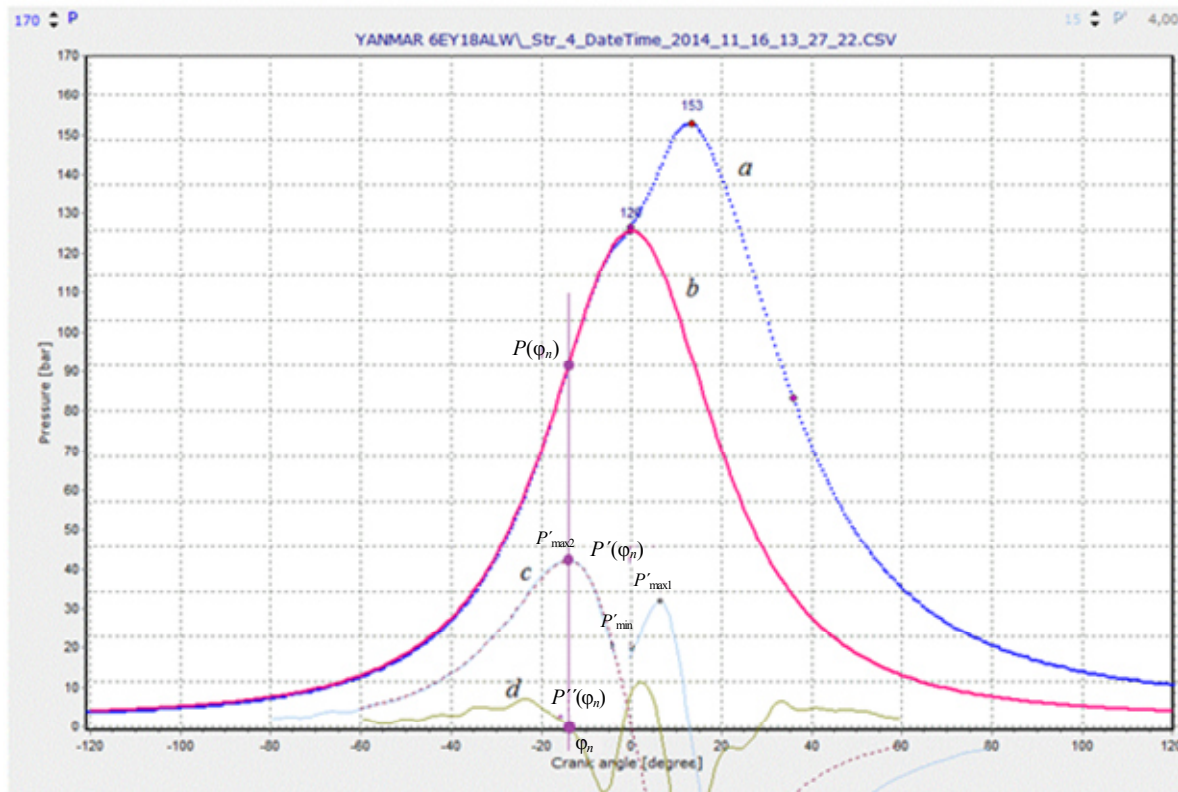
где S , D – ход и диаметр поршня, а объем камеры сжатия V_c можно определить по формуле $V_c = V_s / (\epsilon - 1)$, зная геометрическую степень сжатия ϵ .

Проблема заключается в том, что в документации на современные судовые дизели не всегда указывается степень сжатия. В первую очередь это касается наиболее распространенных на флоте длинноходовых малооборотных дизелей MAN и Wartsila.

Предлагаемая далее методика расчета V_c и ϵ основана на анализе кривой давления газов в рабочем цилиндре $P(\varphi)$ и предполагает, что расчет или уточнение ВМТ уже произведено.

Алгоритм определения объема камеры сжатия

Алгоритм определения V_c и ϵ основан на том, что на участке сжатия при значении угла ПКВ $\varphi = \varphi_n$ (φ_n градусов до ВМТ) существует точка с максимальной скоростью повышения давления (т. е. $P'(\varphi) \rightarrow \max$), в которой вторая производная от давления по углу ПКВ равна нулю (т. е. $P''(\varphi) = 0$ (рис.)). Давление в этой точке равно $P(\varphi_n)$. После достижения в этой точке своего максимального значения скорость повышения давления сжатия $P'(\varphi)$ убывает до величины P'_{\min} , причем P'_{\min} может быть меньше нуля, если сгорание начинается после ВМТ. Далее, т. е. после начала сгорания, скорость изменения давления не анализируется.



Индикаторная диаграмма дизеля YANMAR 6EY18ALW (a), первая (c) и вторая (d) производные от давления и расчетная диаграмма сжатия-расширения (b)

При разработке данного алгоритма были приняты следующие допущения. Предполагается, что частота вращения коленчатого вала известна и неизменна во времени, цикловая подача (т. е. нагрузка двигателя) также постоянна и положение ВМТ определено. Предполагается, что сжатие рабочего тела в цилиндре для рассматриваемого участка сжатия описывается уравнением политропы

$$pV^n = \text{const},$$

где P – давление в цилиндре; V – объем цилиндра при заданном угле ПКВ; n – показатель политропы сжатия.

Допустимость такого подхода является классическим допущением и многократно опробована в теории ДВС [4–6].

Запишем уравнение второй производной политропы, которое в точке максимальной скорости повышения давления (т. е. при $\varphi = \varphi_n$) равно нулю. Для удобства будем обозначать:

$$\frac{dP}{d\varphi} = P'; \quad \frac{d^2P}{d\varphi^2} = P''; \quad \frac{dV}{d\varphi} = V'; \quad \frac{d^2V}{d\varphi^2} = V'',$$

где d – знак дифференциала, а знаками ($'$) и ($''$) обозначены первая и вторая производные от P и V по углу ПКВ соответственно.

Первая производная от уравнения политропы по углу ПКВ:

$$\frac{d}{d\varphi}(PV^n) = 0; \quad P'V + nPV' = 0.$$

Продифференцируем последнее выражение еще раз:

$$\frac{d}{d\varphi}(P'V + nPV') = 0;$$

$$P'V' + VP'' + n(P'V' + PV'') = 0$$

или

$$P'' = -n \frac{P}{V} V'' - \frac{n+1}{V} P'V'.$$

В точке максимальной скорости роста давления вторая производная давления равна нулю (при этом $\varphi = \varphi_n$ (рис.)):

$$nPV'' + (n+1)P'V' = 0.$$

Находим, что в точке максимальной скорости роста давления производная давления по углу поворота равна

$$P' = -P \frac{n}{n+1} \frac{V''}{V'}.$$

Немного преобразуем последнее равенство. Так как $P'V + nPV' = 0$, то

$$n = -\frac{P'V}{P'V'};$$

таким образом,

$$P' = -P \frac{n}{n+1} \frac{V''}{V'} = P \frac{V''}{V'} \frac{\frac{P'V}{P'V'}}{-\frac{P'V}{P'V'} + 1} = P \frac{V''}{V'} \frac{P'V}{P'V' - P'V}.$$

Окончательно получаем, что в точке максимальной скорости роста давления (т. е. при $\varphi = \varphi_n$) объем цилиндра должен быть равен

$$V = \frac{P(V')^2}{PV'' + P'V'}. \quad (1)$$

Значения давления $P(\varphi_n)$ и его производной по углу ПКВ $P'(\varphi_n)$ определяются по индикаторной диаграмме (рис.).

Запишем выражения для текущих значений объема цилиндра и его первой и второй производных по углу ПКВ:

$$V = V_c + \frac{\pi D^2 S}{8} \left(1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \varphi_n - \sqrt{\Phi_n} \right);$$

$$V' = \frac{dV}{d\varphi} = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\sin \varphi_n + \frac{\sin 2\varphi_n}{2\sqrt{\Phi_n}} \right);$$

$$V'' = \frac{d^2V}{d\varphi^2} = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\cos \varphi_n + \frac{\sin^2 2\varphi_n + 4\Phi_n \cos 2\varphi_n}{4\Phi_n^{3/2}} \right),$$

где $\Phi_n = \frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \varphi_n$; D – диаметр поршня, м; S – ход поршня, м; λ – отношение длины шатуна к радиусу кривошипа.

Описанный алгоритм был проверен по данным индикаторной диаграммы дизеля YANMAR 6EY18ALW (рис.). Положение ВМТ было уточнено с помощью алгоритма, описанного в [1].

Входящие в уравнение (1) величины: $\varphi_n = 13,47$ ПКВ до ВМТ; $P(\varphi_n) = 92,2$ bar; $P'(\varphi_n) = 3,68$ bar/°ПКВ. Диаметр цилиндра и ход поршня дизеля: 180 мм и 280 мм соответственно. Длина шатуна 540 мм ($\lambda = 0,259$). Подставив эти данные в формулу (1), получим полный объем цилиндра и объем камеры сжатия: $V = 7\,606$ см³; $V_c = 490$ см³. Расчетное значение степени сжатия получилось $\varepsilon = 15,52$. Паспортное значение степени сжатия для данного дизеля, согласно данным фирмы YANMAR, равно $\varepsilon_n = 15,8$. Относительная погрешность определения степени сжатия по вышеприведенному алгоритму получилась равной 1,77 %.

Заключение

Непосредственное определение объема камеры сжатия в эксплуатационных условиях достаточно затруднительно. Кроме того, что эти данные редко указываются в документации, судовым инженерам необходимо знать их фактическое значение, особенно до и после ремонта двигателя. Незначительное изменение высоты положения крышки цилиндра может существенно изменить степень сжатия. Предлагаемая методика основана на численном анализе индикаторной диаграммы и может оказаться полезной для морских специалистов, которые в настоящее время широко используют современные системы мониторинга рабочего процесса дизелей [7, 8]. Погрешность предлагаемого метода будет зависеть от качества записи кривой давления $P(\varphi)$, точности определения ВМТ, параметров фильтрации при определении первой производной от давления $P'(\varphi)$ и точности определения давления наддувочного воздуха, которое задается в качестве исходных данных перед индицированием в большинстве современных диагностических систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дис. ... д-ра техн. наук. Одесса: Одес. национ. мор. акад., 2010. 314 с.
2. Pressure sensors for marine diesel monitoring. URL: <https://www.imes.de>.
3. Семенов В. С. Современные проблемы теории судовых дизелей. М.: В/О Мортехинформреклама, 1991. 112 с.
4. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1977. 392 р.
5. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: МАШГИЗ, 1962. 271 с.
6. Никитин Е. А., Станиславский Л. В. и др. Диагностирование дизелей. М.: Машиностроение, 1987. 224 с.
7. Diesel Engine Performance Analyzing System D4.0H: depas.odessa.ua. URL: http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_Print.pdf.

8. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. 2012. Vol. 7. No. 1. P. 269–275.

Статья поступила в редакцию 02.12.2016

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ерыганов Алексей Валериевич – Украина, 65029, Одесса; Одесский национальный морской университет; канд. техн. наук; доцент кафедры судовых энергетических установок и технической эксплуатации; office@onmu.odessa.ua.

Варбанец Роман Анатольевич – Украина, 65029, Одесса; Одесский национальный морской университет; д-р техн. наук, профессор; зав. кафедрой судовых энергетических установок и технической эксплуатации; roman.varbanets@gmail.com.



A. V. Yeryganov, R. A. Varbanets

DETERMINATION OF DIESEL COMPRESSION RATIO BY RESULTS BY THE PROCESS INDEXING

Abstract. The calculation method for determining the volume of the compression chamber and the compression ratio in the cylinder is proposed according to the diesel's indicator diagram. The point of the compression curve is used where rate of pressure rise is maximum. At this point, the second derivative of the pressure curve along the crank angle is zero. The equation for the second derivative of the compression curve in the polytropic form was fixed. In solving this equation the polytropic index has been reduced, which enabled to derive an expression for the volume of a cylinder at the specified point in the analytical form. As a result, from the known geometrical parameters of the cylinder and the data taken from the diesel's indicator diagram, it is possible to determine the diesel compression ratio with engineering precision, which is especially important for modern low-speed diesel engines, such as MAN, Wartsila, the documentation of which doesn't specify this setting.

Key words: diesel, indicator diagram, compression ratio, top dead centre, bottom dead centre, rate of pressure change.

REFERENCES

1. Varbanets R. A. *Diagnosticheskiy kontrol' rabochego protsessa sudovykh dizelei v ekspluatatsii: dis. d-ra. tekhn. nauk* [Diagnostic control of the workflow of marine diesel engines in operation: dissertation of the Doctor of technical sciences]. Odessa, Izd-vo Odesskoi natsional'noi morskoi akademii, 2010. 314 p.
2. *Pressure sensors for marine diesel monitoring*. Available at: <https://www.imes.de>.
3. Semenov V. S. *Sovremennye problemy teorii sudovykh dizelei* [Modern problems of the theory of ship diesel engines]. Moscow, V/O MorteKhinformreklama Publ., 1991. 112 p.
4. Vansheidt V. A. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Ship engines of internal combustion]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1977. 392 p.
5. Vibe I. I. *Novoe o rabochem tsikle dvigatelei* [New facts on engine operating cycle]. Moscow, MASHGIZ Publ., 1962. 271 p.
6. Nikitin E. A., Stanislavskii L. V. i dr. *Diagnostirovanie dizelei* [Diesel diagnosis]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 224 p.

7. *Diesel Engine Performance Analyzing System D4.0H: depas.odessa.ua*. Available at: http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_Print.pdf.

8. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology*, 2012, vol. 7, no. 1, pp. 269–275.

The article submitted to the editors 02.12.2016

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Yeryganov Alexey Valerievich – Ukraine, 65029, Odessa; Odessa National Maritime University; Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Marine Power Plants and Technical Operation; office@onmu.odessa.ua.

Varbanets Roman Anatolievich – Ukraine, 65029, Odessa; Odessa National Maritime University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department of Marine Power Plants and Technical Operation; roman.varbanets@gmail.com.

