

УДК 621.43.041.6

А. В. ЕРЫГАНОВ, Р. А. ВАРБАНЕЦ

Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина

ИНВАРИАНТНОСТЬ ПОЛОЖЕНИЯ ТОЧКИ МАКСИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ СЖАТИЯ

В статье рассматривается анализ индикаторной диаграммы поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в точке максимальной скорости изменения давления на участке сжатия. Для ДВС этот участок начинается от момента закрытия органов газораспределения до начала сгорания. Скорость повышения давления P' при сжатии имеет свой максимум на этом участке и предполагается, что сгорание топлива в цилиндре начинается после него, что является типичным для всех известных типов ДВС. В статье производится вывод очень интересного и неочевидного, на первый взгляд, свойства координаты точки максимума P' – независимости его координаты от давления в цилиндре. Показано, что координата P' зависит только от конструктивных данных двигателя и, соответственно, может быть рассчитана еще до индицирования, что сделает более надежным и устойчивым от помех метод алгоритмической синхронизации при индицировании ДВС.

Ключевые слова: *дизель, индикаторная диаграмма, скорость изменения давления, верхняя мертвая точка поршня.*

Введение

Анализ индикаторной диаграммы двигателя на основном эксплуатационном режиме является одним из важнейших способов оценки его технического состояния. Для авиатранспорта (из-за высоких требований к безопасности) диагностика двигателей тем более важна, т. к. их неисправности могут приводить к непоправимым последствиям.

Первая задача, которая при этом возникает – задача определения положения верхней мертвой точки поршня (ВМТ) с максимально возможной точностью. Высокая точность определения ВМТ необходима, поскольку каждый градус ошибки в положении ВМТ приводит к погрешности расчета среднего индикаторного давления и индикаторной мощности цилиндра на величину до 9 % [1, 2].

Проблемы аппаратного определения ВМТ рick-up датчиками на маховике хорошо известны [1, 3 - 5] и основными из них являются:

- задержка сигнала давления, связанная с конечной скоростью распространения волн давления в канале индикаторного крана; время и, соответственно, фаза задержки при этом зависят, в основном, от частоты вращения двигателя и длины канала индикаторного крана и может составлять до 8° поворота коленчатого вала (ПКВ) на среднеоборотных и до 12° ПКВ на высокооборотных ДВС [1];

- выборка микролюфтов в кривошипно-шатунном механизме и подшипниках и скручивание коленчатого вала под нагрузкой.

С целью решения вышеуказанных проблем в

последнее время применяют алгоритмические методы определения ВМТ. Положение ВМТ вначале оценивают по предварительным алгоритмам, а затем уточняют. В предварительной оценке положения ВМТ используют данные по давлению, полученные при индицировании двигателя. Для уточнения положения ВМТ существует множество алгоритмов, в т. ч. и основанные на применении данных по температуре и энтропии [2] или количества тепла, переданного (или полученного) газами стенкам цилиндра [6, 7]. Необходимо отметить, что последние избыточно используют эмпирических зависимостей.

Большинство методов алгоритмического определения ВМТ основано на том факте, что при отсутствии сгорания в цилиндре, давление в ВМТ достигает своего максимума, если сделать допущение о нулевом термодинамическом смещении, связанном с теплообменом в цилиндре. Значение термодинамического смещения ВМТ в основном незначительно (менее 1° ПКВ [1, 2]) и может быть учтено с помощью постоянной поправки на установившемся режиме, на котором и производится индицирование двигателя. При этом производная давления по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) будет равна нулю:

$$dP / d\varphi_{\text{ВМТ}} = 0. \quad (1)$$

Так в [3] по методу наименьших квадратов составляется функционал, который затем используется дважды: сначала для предварительной оценки положения ВМТ (линейная или синусоидальная модель) и затем окончательный расчет путем моделирования скорости изменения давления, исходя из

дифференциала политропного уравнения сжатия

$$\frac{dP}{d\varphi} = -nP_a^n \frac{V_a^n}{V^{n+1}} \frac{dV}{d\varphi},$$

где n – показатель политропы сжатия; P_a – давление газов в начале сжатия; V_a – объём цилиндра в начале сжатия; $V = V_c + \pi D^2 S / 8 (1 + 1/\lambda - \cos \varphi - \sqrt{\Phi})$ – текущий объём цилиндра; D – диаметр поршня, м; S – ход поршня, м; λ – отношение длины шатуна к радиусу кривошипа; V_c – объём камеры сжатия;

$dV / d\varphi = \pi D^2 S / 8 (\sin \varphi + \sin(2\varphi) / (2\sqrt{\Phi}))$ – текущее значение производной объёма цилиндра по углу ПКВ; $\Phi = 1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi$.

Другой метод алгоритмической синхронизации основан на моделировании участка сжатия функцией типа «Аньези» [1]

$$P(\varphi) = \frac{P_c}{1 + k(\varphi - m)^2}, \quad (2)$$

где P_c – давление сжатия; φ – угол ПКВ; k и m – коэффициенты, определяемые в результате минимизации функционала (3) с независимой переменной φ_j , где индекс j изменяется от 1 до n :

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^n (P_j / P(\varphi_j) - 1)^2 \rightarrow \min. \quad (3)$$

Основное свойство модели "Аньези" состоит в том, что расчетное значение коэффициента m (координата ВМТ) незначительно отличается от истинного ВМТ при задании начального значения величины P_c с погрешностью до 8%.

Цель статьи

подавляющее большинство существующих методов (в том числе и модель "Аньези") характерны

тем, что при предварительной оценке положения ВМТ в них необходимо находить параметры точки, в которой $dP / d\varphi = 0$. Однако на участке сжатия индикаторной диаграммы эта точка, по сути, отсутствует, если сгорание в цилиндре происходит до ВМТ. Если же рассмотреть точку максимальной скорости изменения давления на участке сжатия, то можно констатировать, что для всех известных типов ДВС сгорание в цилиндре начинается после нее [1, 8, 9]. Таким образом, по индикаторной диаграмме всегда явно можно определить значение давления сжатия и скорости его изменения в этой точке. На всем участке индикаторной диаграммы от начала сжатия до начала сгорания величины давления и его производных подчиняются закону политропного сжатия $PV^n = \text{const}$.

Предлагается найти метод, в котором используются параметры точки, присутствующей на индикаторной диаграмме ($dP / d\varphi \rightarrow \text{max}$ на участке сжатия), что избавит от необходимости поиска дополнительных ограничений и условий.

Доказательство инвариантности

Проанализируем индикаторную диаграмму в точке максимальной скорости изменения давления сжатия. В этой точке значение первой производной давления по углу поворота стремится к максимуму ($dP / d\varphi \rightarrow \text{max}$). При этом вторая производная давления по углу ПКВ равна нулю ($d^2P / d\varphi^2 = 0$). Угол, в котором $dP / d\varphi \rightarrow \text{max}$ обозначим φ_m (см. рис. 1). Предположим, что частота вращения коленчатого вала неизменна во времени, и сжатие рабочего тела в цилиндре для рассматриваемого участка описывается уравнением политропы $PV^n = \text{const}$. Найдём вторую производную от давления по углу ПКВ в уравнении политропы сжатия ($PV^n = \text{const}$) и приравняем её к нулю.

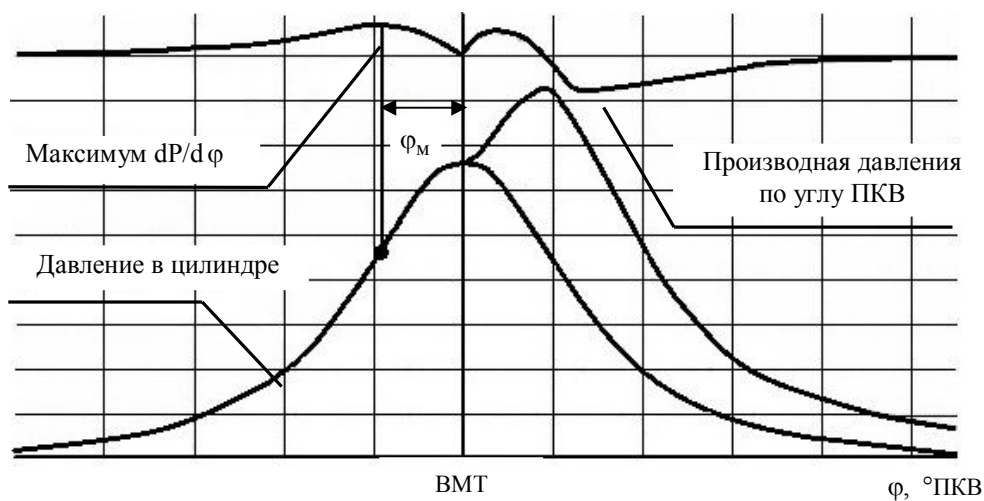


Рис. 1. Пример изменения давления в цилиндре и производной давления по углу поворота коленвала у судового малооборотного дизеля

Запишем уравнение политропы, возьмём от неё вначале первую производную по углу ПКВ φ . Для удобства будем обозначать:

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

Тогда

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

Продифференцируем последнее выражение ещё раз:

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

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

или

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

В точке максимальной скорости изменения давления сжатия вторая производная давления равна нулю (при этом (см. рис.) $\varphi = \varphi_M$); также для $\varphi = \varphi_M$ все значения величин будем обозначать индексом «М»):

$$nP_M V_M'' + (n+1)P_M' V_M' = 0.$$

Находим, что в этой точке производная давления по углу ПКВ равна:

$$P_M' = -P_M \frac{n}{n+1} \frac{V_M''}{V_M'}.$$

Преобразуем последнее равенство. Так как

$$P'V + nPV' = 0,$$

то

$$P_M' = -nP_M \frac{V_M'}{V_M}.$$

Значит

$$-nP_M \frac{V_M'}{V_M} = -P_M \frac{n}{n+1} \frac{V_M''}{V_M'}.$$

Окончательно получаем, что в точке максимальной скорости изменения давления сжатия

$$V_M = (n+1) \frac{(V_M')^2}{V_M''}. \tag{4}$$

Вторая производная объема цилиндра по углу ПКВ равна:

$$V_M'' = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\cos \varphi_M + \frac{\sin^2 2\varphi_M + 4\Phi_M \cos 2\varphi_M}{4\Phi_M^{3/2}} \right).$$

Величины V_M и V_M' равны:

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

$$V_M' = \frac{\pi D^2 S}{8} \left(\sin \varphi_M + \frac{\sin 2\varphi_M}{2\sqrt{\Phi_M}} \right).$$

Как видно, в выражении объема цилиндра в точке «М» (4) отсутствует как давление, так и его производная по углу ПКВ. Это позволяет сделать вывод о том, что на индикаторной диаграмме угол, которому соответствует точка максимальной скорости изменения давления сжатия, практически инвариантен относительно давления и определяется геометрическими размерами деталей кривошипно-шатунного механизма, объемом камеры сжатия и величиной показателя политропы сжатия. Ниже в таблице приведено сравнение расчётных и экспериментальных данных по углу φ_M – положению точки максимальной скорости изменения давления сжатия относительно ВМТ (использовались экспериментальные данные, предоставленные фирмой IMES GmbH, <http://imes.de/>). Расчётное значение φ_M было найдено в результате решения уравнения (4). При его решении показатель политропы сжатия был взят равным 1,37. Буквой ε обозначена теоретическая степень сжатия:

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_s}{V_c},$$

где $V_s = \pi D^2 S / 4$ – объем, описываемый поршнем, м³.

Таблица 1

Сравнение расчётных и экспериментальных данных по углу φ_M

Наименование двигателя	Данные по двигателю						Угол φ_M , градусы	
	Тактность	Частота вращения, мин ⁻¹	D, м	S, м	λ	ε	Расчёт	Эксперимент
MAN-B&W 6S50MC	2	100	0,5	2,0	0,4878	18,1	-11,69	-12
YANMAR 6EY18ALW	4	900	0,18	0,28	0,25926	15	-14,1	-14
MAN 5L23/30	4	720	0,225	0,3	0,25	13	-15,19	-15
JONA	4	900	0,32	0,4	0,25	15	-14,19	-14

Заключение

Величины давления всё же оказывают некоторое влияние на величину φ_m . Это происходит вследствие того, что при разных давлениях на рассматриваемом участке сжатия величина показателя политропы сжатия немного изменяется. Однако в обычном эксплуатационном диапазоне её изменение не слишком велико. Это позволяет, зная геометрические размеры деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя и объём его камеры сжатия, аналитически рассчитать предварительное положение ВМТ относительно точки наискорейшего роста давления. Для этого необходимо решить уравнение (4) относительно φ_m .

Таким образом, ещё до начала индицирования, зная геометрические размеры цилиндра и длину шатуна, можно рассчитать положение максимума скорости повышения давления при сжатии относительно ВМТ. Это интересное и полезное свойство значительно повышает надёжность и точность алгоритмической синхронизации данных при мониторинге рабочего процесса ДВС.

Литература

1. Варбанец, Р. А. *Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации* [Текст] : дисс. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 : защита 06.05.2010 : утв. 17.12.2010 / Роман Анатольевич Варбанец – Одесса : Одесская национальная морская академия, 2010. – 314 с.
2. Tazerout, M. *TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram* [Электронный ресурс] / M. Tazerout, O. Le Corre, S. Rousseau. – Режим доступа: <http://papers.sae.org/1999-01-1489/>. – 03.05.1999.
3. Кирнац, В. І. *Моніторинг робочого процесу і параметрична діагностика середньооборотного дизеля* [Текст] / В. І. Кирнац, Р. А. Варбанець, В. Г. Ивановський // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті. Сьома міжнародна науково-практична конференція, 26-28 травня 2015 р. – Херсон : Херсонська державна морська академія. Секція : «Контроль, діагностика і прийняття рішень при управлінні рухомими об'єктами», 2015. – С. 20-22.
4. Никитин, Е. А. *Диагностирование дизелей* [Текст] / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.
5. Varbanets, R. *Analyse of marine diesel engine performance* [Текст] / R. Varbanets, A. Karianskiy // *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.

6. Staś, M. *An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination* [Электронный ресурс] / M. Staś. – Режим доступа: <http://papers.sae.org/2000-01-0561/>. – 06.03.2000.

7. Pipitone, E. *Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach* [Электронный ресурс] / E. Pipitone, A. Beccari. – Режим доступа: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110001754/>. – 01.05.2010.

8. Ваншейдт, В. А. *Судовые двигатели внутреннего сгорания* [Текст] / В. А. Ваншейдт. – Л. : Судостроение, 1977. – 392 с.

9. Семенов, В. С. *Современные проблемы теории судовых дизелей* [Текст] / В. С. Семенов. – М. : В/О Мортехинформреклама, 1991. – 112 с.

References

1. Varbanets, R. A. *Diagnosticheskiy kontrol' robochego protsessa sudovykh dizelei v ekspluatatsii*. Diss. dokt. techn. nauk [Diagnostic monitoring of marine diesel engine working process during operation. Dr. techn. sci. diss.]. Odessa, 2010. 314 p.
2. Tazerout, M., Le Corre, O., Rousseau, S. *TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram*. SAE Technical Paper 1999-01-1489, 1999. Available at: <http://papers.sae.org/1999-01-1489/>. (accessed 03.05.1999). DOI: 10.4271/1999-01-1489.
3. Kirnats, V. I., Varbanets', R. A., Ivanovs'kii, V. G. *Monitoring robochego protsesu i parametrichna diagnostika seredn'ooborotnogo dizelya*. [Monitoring of the working process and parametric diagnostics of medium speed diesel engine]. *Suchasni informatsiini ta innovatsiini tekhnologii na transporti. S'oma mizhnarodna naukovo-praktichna konferentsiya. Sektsiya: «Kontrol', diagnostika i priinyattya rishen' pri upravlinni rukhomimi ob'ektami»*. 26-28 travnya 2015 r., Kherson, Khersons'ka derzhavna mors'ka akademiya. [Modern information and innovative transport technologies. 7th international theoretical and practical conference. Section: "Control, diagnostics and taking of decisions for control of movable objects"]. Kherson, 2015, pp. 20-22. (In Russian).
4. Nikitin, E. A., Stanislavskii, L. V., Ulanovskii, E. A. *Diagnostirovanie dizelei* [Diagnosis of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 224 p.
5. Varbanets, R., A. 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.
6. Staś, M. *An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination*. SAE Technical Paper 2000-01-0561, 2000. Available at: <http://papers.sae.org/2000-01-0561/>. (accessed 06.03.2000). DOI: 10.4271/2000-01-0561.
7. Pipitone, E., Beccari, A. *Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach*. *Applied Thermal Engineering*, vol.

30, iss. 14–15, pp. 1879-2264, October 2010). Available at: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110001754/>. (accessed 1.05.2010). <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>.

8. Vansheidt, V. A. *Sudovye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Ships internal combustion engines]. Lenin-grad, Sudostroenie Publ., 1977. 392 p.

9. Semenov, V. S. *Sovremennye problemy teorii sudovykh dizelei* [Modern problems of theory of ships diesel engines]. Moscow, Mortechnikinformreklama Publ., 1991. 112 p.

Поступила в редакцию 05.01.2017, рассмотрена на редколлегии 15.02.2017

ІНВАРІАНТНІСТЬ ПОЛОЖЕННЯ ТОЧКИ МАКСИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ЗМІНИ ТИСКУ СТИСКАННЯ

О. В. Єриганов, Р. А. Варбанець

В статті розглянуто аналіз індикаторної діаграми поршневого двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) в точці найшвидшого зростання тиску на відрізку стискання. Для ДВЗ цей відрізок починається з моменту закриття органів газообміну до початку згорання. Швидкість підвищення тиску P' при стисканні має свій максимум на цьому відрізку; при цьому припускається, що згорання палива починається вже після точки максимуму, що, власне, є типовим для всіх відомих типів ДВЗ. В статті наводиться виведення дуже цікавої та неочевидної, на перший погляд, властивості координати точки максимуму P' – незалежності її координати від тиску у циліндрі. Показано, що координата P' залежить тільки від конструктивних даних двигуна і, відповідно, може бути вирахована ще до зняття індикаторної діаграми.

Ключові слова: дизель, індикаторна діаграма, швидкість зміни тиску, верхня мертва точка поршня.

INVARIANCE OF POSITION OF POINT OF THE MAXIMUM COMPRESSION SPEED POSITION FROM PRESSURE

O. V. Yeryganov, R. A. Varbanets

Abstract. It's given the analysis of indicator diagram of diesel engine in the point of fastest rate of change of pressure. This part of diagram begins after closing of inlet valves. It's typically for the most of diesel engines that rate of change of pressure has the maximum before the beginning of combustion. It's given in article the derivation of very interesting and important property of the point of fastest rate of change of pressure: position of this point depends only from dimensions of crank mechanism and compression ratio. It means that this point could be calculated before taking the indicator diagram of diesel engine.

Key words: diesel, indicator diagram, top dead center, rate of change of pressure.

Єриганов Алексей Валериевич – канд. техн. наук, доцент кафедри «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, e-mail: office@onmu.odessa.ua.

Варбанец Роман Анатольевич – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, e-mail: roman.varbanets@gmail.com

Yeryganov Oleksiy Valeriyovych – Candidate of Technical Science, Assistant professor of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Ukraine, e-mail: office@onmu.odessa.ua.

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