

А. В. ЕРЫГАНОВ, Р. А. ВАРБАНЕЦ, В. О. МАУЛЕВИЧ

Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина

## ВЛИЯНИЕ ПРОТЕЧЕК РАБОЧЕГО ТЕЛА НА КООРДИНАТУ ТОЧКИ МАКСИМАЛЬНОГО РОСТА ДАВЛЕНИЯ СЖАТИЯ

В статье рассматривается анализ параметров процесса сжатия, который осуществляется по результатам индицирования двигателя. Решение этой задачи позволяет оценить техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы. По требованиям большинства классификационных обществ отклонение давления сжатия на данном цилиндре от среднего по двигателю не должно отличаться более, чем на 2,5%. Зависимость величины давления сжатия от давления наддува затрудняет получение верных диагностических выводов о состоянии цилиндропоршневой группы при ухудшении технического состояния газотурбонагнетателя. В уже имеющихся публикациях исследовалось положение на индикаторной диаграмме точки, в которой скорость роста давления сжатия достигает максимума, и показано, что её положение практически инвариантно относительно давления. Этот факт позволяет рассчитывать её положение относительно верхней мёртвой точки двигателя ещё до начала индицирования и принимать рассчитанную величину в качестве первого приближения при алгоритмической синхронизации результатов индицирования. Однако при этом протечки рабочего тела, неизбежно присутствующие у реального двигателя, не учитывались. Поэтому правомерной является задача о смещении координаты точки максимальной скорости роста давления при наличии протечек. Поставленная задача решается с применением математической модели, состоящей из трёх уравнений (состояния, сохранения массы и первого закона термодинамики), записанных в дифференциальном виде и интегрируемых на каждом расчётном шаге. В качестве аргумента выбран угол поворота коленчатого вала двигателя. Тем не менее, аналитически решить такие системы уравнений с учётом протечек в полной постановке крайне затруднительно. Поэтому при моделировании рабочего процесса была задана эффективная площадь проходного сечения поршневых колец, принимаемая постоянной на всём протяжении расчёта. По результатам моделирования определяется положение точки максимальной скорости нарастания давления на индикаторной диаграмме, которое может быть использовано как косвенный показатель при интегральном анализе технического состояния двигателя.

**Ключевые слова:** индикаторная диаграмма; система уравнений; законы сохранения; сжатие; протечки; максимальная скорость роста давления сжатия; угол наискорейшего роста давления.

### Введение

В [1] показано, что максимальная скорость нарастания давления зависит от геометрических размеров деталей кривошипно-шатунного механизма, объёма  $V_c$  камеры сжатия и показателя политропного сжатия  $n$ . Поскольку в рабочем диапазоне для данного двигателя показатель политропы  $n$  изменяется не слишком сильно, то угол поворота коленчатого вала (ПКВ)  $\varphi_m$ , соответствующий максимальной скорости роста давления, является величиной практически постоянной и определяется из уравнения:

$$V_m = (n+1) \frac{(V'_m)^2}{V''_m}, \quad (1)$$

где  $V_m$  – объёма цилиндра в точке максимальной скорости роста давления;

$V'_m$  – первая производная объёма цилиндра по углу ПКВ в точке максимальной скорости роста давления;

$V''_m$  – вторая производная объёма цилиндра по углу ПКВ в точке максимальной скорости роста давления;

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

$$V'_m = \frac{\pi D^2 S}{8} \left( \sin \varphi_m + \frac{\sin 2\varphi_m}{2\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m}} \right);$$

$$V''_m = \frac{\pi D^2 S}{8} \left( \frac{\cos \varphi_m + \frac{\sin^2 2\varphi_m + 4(1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m) \cos 2\varphi_m}{4(1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m)^{3/2}}}{4(1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m)^{3/2}} \right),$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;

$S$  – ход поршня, м;

$\lambda$  – отношение длины шатуна к радиусу кривошипа.

Однако в реальном двигателе протечки рабочего тела присутствуют всегда и определяются техническим состоянием деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). При этом считается, что отклонение давления сжатия на данном цилиндре от среднего по двигателю не должно превышать 2,5%.

В наибольшей же степени давление сжатия зависит от давления надвучного воздуха, которое, в свою очередь, зависит от технического состояния газотурбонагнетателя. Текущий контроль плотности деталей ЦПГ осуществляется, исходя из значений давления сжатия  $P_c$  и максимального давления сгорания  $P_z$ . Таким образом, возможно возникновение ситуации, когда при индицировании цилиндра с удовлетворительным состоянием деталей ЦПГ будет получено заниженное значение давлений  $P_c$  и  $P_z$  по причине низкого давления надвучного воздуха. Это, в свою очередь, затрудняет получение правильных диагностических выводов.

В этой связи предлагается исследовать, как наличие протечек рабочего тела влияет на значение угла  $\varphi_m$ , соответствующего максимальной скорости роста давления.

## 1. Постановка задачи

Система уравнений (первого закона термодинамики и состояния рабочего тела) для численного моделирования рабочего процесса приведена в [2]. В описываемом случае в качестве независимой переменной удобнее использовать угол ПКВ:

$$\left\{ \begin{aligned} c_v G \frac{dT}{d\varphi} + c_v T \frac{dG}{d\varphi} &= Q_n q_{ц} \frac{dx}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - P \frac{dV}{d\varphi} + \\ &+ i_b \frac{dG_n}{d\varphi} - i_m \frac{dG_m}{d\varphi} - i_3 \frac{dG_y}{d\varphi}; \\ \frac{dG}{d\varphi} &= \frac{dG_n}{d\varphi} - \frac{dG_m}{d\varphi} + q_{ц} \frac{dx}{d\varphi} - \frac{dG_y}{d\varphi}; \\ \frac{dP}{d\varphi} V + \frac{dV}{d\varphi} P &= R \left( \frac{dG}{d\varphi} T + \frac{dT}{d\varphi} G \right), \end{aligned} \right.$$

где  $\varphi$  – текущий угол ПКВ, радиан;

$c_v$  – удельная массовая теплоёмкость газов в цилиндре при постоянном объёме, Дж/(кг·К);

$G$  – масса газов в цилиндре, кг;

$T$  – средняя температура газов в цилиндре, К;

$Q_n$  – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

$q_{ц}$  – цикловая подача топлива, кг;

$x$  – относительное количество сгоревшего топли-

ва;

$Q_w$  – количество теплоты, полученное газами в результате теплообмена со стенками цилиндра, Дж;

$P$  – давление газов в цилиндре, Па;

$V$  – текущий объём цилиндра, м<sup>3</sup>;

$i_b$  – удельная энтальпия воздуха в ресивере, Дж/кг;

$G_n$  – масса воздуха, прошедшего через впускные органы, кг;

$i_m$  – удельная энтальпия газов, прошедших через выпускные органы, Дж/кг;

$G_m$  – масса газов, прошедших через выпускные органы, кг;

$i_3$  – средняя удельная энтальпия газов в цилиндре, Дж/кг;

$G_y$  – масса воздуха, теряемого через поршневые кольца, кг;

$R$  – газовая постоянная смеси (287 Дж/(кг·К)).

Приведенная система для процесса сжатия с учётом протечек рабочего тела имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} c_v G \frac{dT}{d\varphi} + c_v T \frac{dG}{d\varphi} &= -P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{\delta Q_w}{d\varphi} - i_3 \frac{dG}{d\varphi}; \\ \frac{dP}{d\varphi} V + \frac{dV}{d\varphi} P &= R \left( \frac{dG}{d\varphi} T + \frac{dT}{d\varphi} G \right), \end{aligned} \right.$$

где  $dG_y/d\varphi = dG/d\varphi$ .

При расчёте протечек рабочего тела применяют модель, состоящую из цилиндра, пространства между кольцами и подпоршневого пространства (для 2-х тактного) или картера (для 4-х тактного двигателя) (рис. 1).

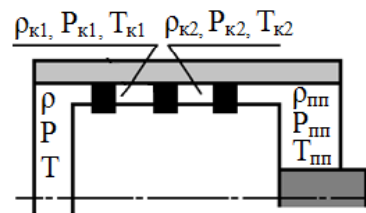


Рис. 1. Схема расчёта утечек из цилиндра

На рисунке 1  $\rho_{пп}$ ,  $P_{пп}$ ,  $T_{пп}$  обозначены, соответственно, плотность, давление и температура рабочего тела в подпоршневом пространстве;  $\rho$ ,  $P$ ,  $T$  – плотность, давление и температура в цилиндре;  $\rho_{к1}$ ,  $P_{к1}$ ,  $T_{к1}$  и  $\rho_{к2}$ ,  $P_{к2}$ ,  $T_{к2}$  – те же параметры в пространствах между поршневыми кольцами.

Уравнения для количественного расчёта утечек имеют тот же вид, что и для расчёта параметров рабочего тела в цилиндре с тем лишь отличием, что в пространстве между кольцами не совершается работа:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{v_i} G_i \frac{dT_i}{d\varphi} + c_{v_i} T_i \frac{dG_i}{d\varphi} = \frac{\delta Q_{w_i}}{d\varphi} - i \frac{dG_i}{d\varphi}; \\ \frac{dP_i}{d\varphi} V_i = R \left( \frac{dG_i}{d\varphi} T_i + \frac{dT_i}{d\varphi} G_i \right); \\ \frac{dG_i}{d\varphi} = \frac{dG_{i,i-1}}{d\varphi} + \frac{dG_{i,i+1}}{d\varphi}. \end{array} \right.$$

Расходы газа через неплотности поршневых колец в этом случае определяются по уравнению истечения установившегося потока:

– для докритического истечения (при  $\beta > \beta_{кр}$ )

$$\frac{dG}{d\varphi} = \omega A_{\min} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_{c1} \rho_{c1} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k})}, \quad (2)$$

– для надкритического истечения (при  $\beta \leq \beta_{кр}$ )

$$\frac{dG}{d\varphi} = \omega A_{\min} \sqrt{P_{c1} \rho_{c1} k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}}, \quad (3)$$

где  $A_{\min}$  – задаваемая эффективная площадь проходного сечения поршневых колец, м<sup>2</sup>;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;

$P_{c1}$  – давление в потоке газов перед проходным сечением, Па;

$\beta = P_{c2} / P_{c1}$  – отношение давлений за и перед проходным сечением;

$\rho_{c1}$  – плотность газов до проходного сечения, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  – показатель адиабаты.

Критическое отношение давлений принимается равным

$$\beta_{кр} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}.$$

Для двухтактного двигателя давление  $P_{c2}$  равно давлению в ресивере продувочного воздуха, а для четырёхтактного – давлению в картере.

Аналитически решить приведенные системы уравнений при ненулевых протечках не представляется возможным: геометрия объёмов, формируемых поршневыми кольцами и поршневыми канавками, сложна и зависит от многих факторов (угол ПКВ, температура и давление рабочего тела и т.д.). Кроме того, величина протечек рабочего тела  $dG/d\varphi$  определяется износом поршневых колец, модельный расчёт которого (приведенный, например, в [3]) требует наличия данных, неизвестных в подавляющем большинстве случаев. Иными словами – расчёт уте-

чек рабочего тела в полной постановке крайне затруднён. Поэтому при моделировании рабочего процесса зачастую задаётся эффективная площадь проходного сечения поршневых колец, принимаемая постоянной на всём протяжении модельного расчёта [4].

## 2. Результаты решения задачи

Адекватность математической модели рабочего процесса предварительно была проверена путём сравнения модельных и экспериментальных результатов для двухтактного двигателя MAN-B&W 6S26MC и четырёхтактного YANMAR 6EY18ALW. Затем рабочий процесс двигателей моделировался с учётом протечек, а именно задавалась эффективная площадь проходного сечения поршневых колец. Значения эффективных проходных сечений выбирались такими, чтобы давление сжатия снижалось на 2,5 % и ниже относительно первоначального (т. е. при нулевых протечках). Выбор давления (а не массы заряда) в качестве контролируемой величины объясняется тем, что именно давление сжатия контролируется обслуживающим персоналом для того, чтобы оценить текущее состояние деталей цилиндропоршневой группы.

На рис. 2 приведено, соответственно, изменение давления сжатия  $P$  и скорости изменения давления сжатия  $dP/d\varphi$  для двигателя MAN-B&W 6S26MC, а на рис. 3 – те же величины для двигателя YANMAR 6EY18ALW. На этих рисунках:  $P_0$  и  $dP_0$  – давление сжатия и его скорость изменения при нулевых протечках;  $P_2$  и  $dP_2$  – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 4 мм<sup>2</sup>;  $P_4$  и  $dP_4$  – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 16 мм<sup>2</sup>;  $P_6$  и  $dP_6$  – давление сжатия и его скорость изменения при эффективной площади протечек 36 мм<sup>2</sup>.

Из рисунков видно, что при увеличении эффективной площади протечек происходит смещение точки максимального нарастания скорости давления влево. Соответствующие данные приведены в табл. 1, в которой приняты следующие обозначения:  $\mu_n$  – эффективная площадь протечек, мм<sup>2</sup>;  $\varphi_m$  – угол максимальной скорости нарастания давления, градусы ПКВ до верхней мёртвой точки (ВМТ);  $P_m$  – величина давления сжатия в точке максимальной скорости нарастания давления, бар;  $P'_m$  – значение производной давления сжатия по углу ПКВ в точке максимальной скорости нарастания давления, бар/°ПКВ;  $P_c$  – величина давления сжатия в ВМТ, бар.

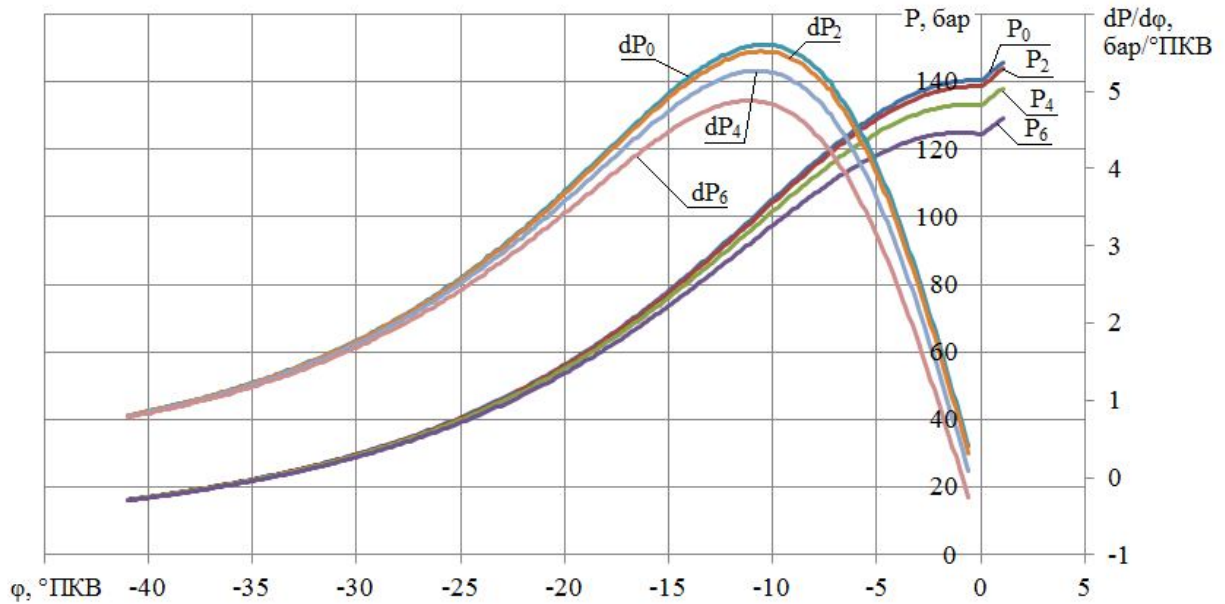


Рис. 2. Изменение давления сжатия и его скорости изменения для двигателя MAN-B&amp;W 6S26MC

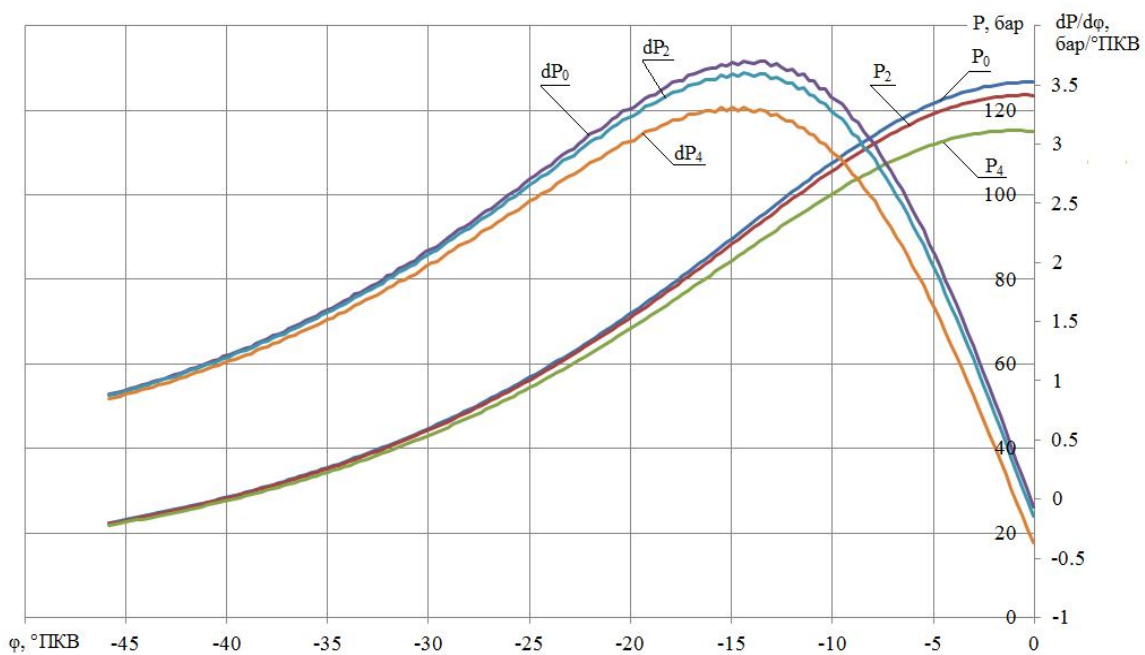


Рис. 3. Изменение давления сжатия и его скорости изменения для двигателя YANMAR 6EY18ALW

Из данных, приведенных в таблице ниже, также видно, что для протечек, при которых давление сжатия уменьшается до 2,5 % относительно первоначального, смещение точки максимально скорости нарастания давления невелико (в данном случае 0,15...0,27 °ПКВ). Однако с ростом протечек смещение достигает 0,8...0,9 °ПКВ, т. е. практически 1 °ПКВ, что весьма значительно. В то же время с увеличением протечек изменение значения производной невелико и составляет примерно 0,4 бар/°ПКВ.

Таблица 1

## Влияние протечек ЦПГ

Двигатель	$\mu_{п}$	$\varphi_{м}$	$P_{м}$	$P'_{м}$	$P_{с}$
MAN-B&W 6S26MC	0	-10,36	103,12	5,61	140,40
	4	-10,51	101,45	5,52	138,53
	16	-10,88	97,02	5,27	133,09
	36	-11,26	91,40	4,88	124,54
YANMAR 6EY18ALW	0	-14,14	92,77	3,69	126,59
	4	-14,41	90,38	3,59	123,57
	16	-14,96	84,57	3,30	114,98

## Заключение

Современные диагностические системы весьма точны (погрешность алгоритмического определения положения ВМГ составляет менее 0,1 °ПКВ [5]), поэтому определить смещение точки максимальной скорости роста давления не составляет труда. Приведенные расчёты показывают, что положение точки максимальной скорости нарастания давления является косвенным показателем плотности деталей ЦПГ. Удобным при использовании этого показателя является то, что плотность ЦПГ может быть оценена непосредственно при индицировании вне зависимости от текущего значения давления наддува, а значит и от давления сжатия. Это, в свою очередь, позволяет делать диагностические выводы при разных значениях угла начала сжатия (т. е. при разных углах закрытия выхлопного клапана), что важно для т. н. «безраспредвальных» двигателей.

## Литература

1. Yeryganov, O. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke [Электронный ресурс] / Oleksiy Yeryganov, Roman Varbanets // *Diagnostyka*. – 2018. – Vol. 19, No. 2. – P. 71 – 76. – Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729> – 12.12.2018
2. Гончар, Б. М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей [Текст] : дисс. ... д-ра техн. наук / Б. М. Гончар. – М. : Центральный научно-исследовательский дизельный институт, 1969. – 280 с.
3. Загайко, С. А. Математическое моделирование изнашивания деталей ЦПГ ДВС [Текст] / С. А. Загайко // *Вестник УГАТУ. Сер. : Машиностроение*. – 2013. – Т. 17, №3 (56). – С. 231 – 238.

4. Мотыченков, Л. А. Математическая модель для расчёта утечек через поршневые кольца [Текст] / Л. А. Мотыченков // «*Young Scientist*» *Technical Sciences*. – 2016. – № 9 (113). – С. 217–223.

5. Варбанец, Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации [Текст] : дисс. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 : защищена 06.05.2010 : утв. 17.12.2010 / Роман Анатольевич Варбанец – Одесса : Одесская национальная морская академия, 2010. – 314 с.

## References

1. Yeryganov, O., Varbanets, R. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke. *Diagnostyka*, 2018, vol. 19, no. 2, pp. 71-76. Available at: <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729> (Accessed 12.12.2018).
2. Gonchar, B. M. *Chislennoe modelirovanie rabocheho protsessa dizelei*. Diss. dokt. tekhn. nauk / [Computational modeling of working processes of diesels. Dr. eng. sci. diss.]. Moscow, 1969. 280 p.
3. Zahayko, S. A. Matematycheskoe modelirovanie yznashyvanyya detaley TsPH DVS [Mathematic modelling of cylinder-piston group wear]. *Vestnyk UHATU, Mashynostroenye*, 2013, vol. 17, no. 3 (56), pp. 231-238. (in Russian).
4. Motychenkov, L. A. Matematycheskaya model' dlya raschyota utechek cherez porshnevyye kol'tsa [Mathematic model for piston rings leaks calculation]. «*Young Scientist*» *Technical Sciences*, 2016, no. 9 (113), pp. 217–223. (in Russian).
5. Varbanets, R. A. *Diagnosticheskiy kontrol' rabocheho 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.

Поступила в редакцию 15.01.2019, рассмотрена на редколлегии 14.02.2019

## ВПЛИВ ПРОТІКАННЯ РОБОЧОГО ТІЛА НА КООРДИНАТУ ТОЧКИ МАКСИМАЛЬНОГО ЗРОСТАННЯ ТИСКУ СТИСНЕННЯ

О. В. Єриганов, Р. А. Варбанець, В. О. Маулевич

У статті розглядається аналіз параметрів процесу стиснення, який здійснюється за результатами індициювання двигуна. Вирішення цього завдання дозволяє оцінити технічний стан деталей циліндропоршневої групи. За вимогами більшості класифікаційних товариств відхилення тиску стиснення на даному циліндрі від середнього по двигуну не повинно відрізнятися більш, ніж на 2,5%. Залежність величини тиску стиснення від тиску наддування ускладнює отримання вірних діагностичних висновків про стан циліндропоршневої групи при погіршенні технічного стану газотурбонагнітача. У вже наявних публікаціях досліджувався розташування на індикаторній діаграмі точки, в якій швидкість росту тиску стиснення досягає максимуму, і показано, що її положення є практично інваріантним відносно тиску. Цей факт дозволяє розраховувати її положення відносно верхньої мертвої точки двигуна ще до початку індициювання і приймати розраховану величину в якості першого наближення при алгоритмічній синхронізації результатів індициювання. Однак при цьому протікання робочого тіла, які неминуче присутні у реального двигуна, не враховувалися. Тому правомірною є задача про зміщення координати точки максимальної швидкості росту тиску при наявності протікання. Поставлена задача вирішується із застосуванням математичної моделі, яка складається з трьох

рівнянь (стану, збереження маси і першого закону термодинаміки), які записуються в диференціальному вигляді та інтегруються на кожному кроку розрахунку. У якості аргументу обрано кут повороту колінчастого валу двигуна. Проте аналітично вирішити такі системи рівнянь з урахуванням протікання у повній постановці всіх умов вкрай важко. Тому при моделюванні робочого процесу була задана ефективна площа проходного перетину поршневих кілець, яка приймається постійною на всьому протязі розрахунку. За результатами моделювання визначається розташування точки максимальної швидкості наростання тиску на індикаторній діаграмі, яке може бути використано, як один з додаткових непрямих показників при інтегральному аналізі технічного стану двигуна.

**Ключові слова:** індикаторна діаграма; система рівнянь; закони збереження; стиснення; протікання; максимальна швидкість росту тиску стиснення; кут найшвидшого зростання тиску.

## INFLUENCE OF WORKING MEDIUM LEAKS ON THE POINT POSITION OF MAXIMUM COMPRESSION PRESSURE RISE RATE

*O. V. Yeryganov, R. A. Varbanets, V. O. Maulevych*

The article discusses the analysis of the parameters of the compression process, which is carried out according to the results of engine indication. The solution to this problem allows us to evaluate the technical condition of the cylinder-piston group parts. According to the requirements of most classification societies, the deviation of the compression pressure on this cylinder from the engine average should not exceed 2.5%. The dependence of the compression pressure value on the pressure of the supercharger makes it difficult to obtain correct diagnostic conclusions about the condition of the cylinder-piston group when the technical condition of the gas turbine compressor deteriorates. The existing publications investigated the position on the indicator diagram of the point at which the rate of increase in compression pressure reaches its maximum, and its position was demonstrated to be almost invariant with respect to pressure. This fact makes it possible to calculate its position relative to the top dead center of the engine even before the start of indexing and to accept the calculated value as a first approximation in the algorithmic synchronization of the display results. However, the leakage of the working medium, inevitably present in the engine, was not considered. Therefore, the problem of the displacement of the coordinate point of the maximum rate of pressure increase in the presence of leaks is legitimate. The task is solved applying a mathematical model consisting of three equations (condition, mass conservation and the first law of thermodynamics), written in a differential form and integrate at each calculated step. As an argument, the selected angle of rotation of the crankshaft of the engine. Nevertheless, to solve such systems of equations analytically considering the leaks in the full formulation is extremely difficult. Therefore the effective flow area of the piston rings was given in modeling the workflow is considered to be constant throughout the calculations. The modeling results determine the position of the point of maximum pressure rise rate on the indicator diagram, which can be used as an indirect indicator in the integral analysis of the engine technical condition.

**Keywords:** indicator diagram; system of equations; conservation laws; compression; leakage; maximum pressure rise rate; angle of maximum pressure rise rate.

**Ерыганов Алексей Валериевич** – канд. техн. наук, доцент кафедри «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета, Одесса, Украина.

**Варбанец Роман Анатольевич** – д-р техн. наук, профессор; зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета, Одесса, Украина.

**Маулевич Владислав Олегович** – ст. преподаватель кафедри «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета, Одесса, Украина.

**Yeryganov Oleksiy Valeriyovych** – Candidate of Technical Science, Assistant professor of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: a.yeryganov@gmail.com, Orcid Author ID: 0000-0002-9736-3662.

**Varbanets Roman Anatolievich** – Doctor of Technical Sciences, Professor; Head of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: office@onmu.odessa.ua, roman.varbanets@gmail.com, Orcid Author ID: 0000-0001-6730-0380, Scopus Author ID: 278641, Researcher ID: E-4120-2015, Reference number 171031-013179.

**Maulevych Vladyslav Olegovych** – lecturer of the Department "Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: vladyslavmaulevych@gmail.com, Orcid Author ID: 0000-0002-5527-2949.