

**ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ ДЕТАЛЕЙ
КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ
ІНДИЦІЮВАННЯ**

О.В. Єриганов¹, В.Ю. Гунченко², В.С. Глебов³

¹к.т.н., доцент кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-9736-3662

²аспірант кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0003-3468-997X

³аспірант кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-8801-2377

Анотація

У статті пропонується спосіб спільного розрахунку довжини шатуна дизеля та середнього показника політропічного стискання n при виконанні алгоритмічної синхронізації індикаторних діаграм двигунів внутрішнього згоряння. У попередніх публікаціях автора показано, що кут, який відповідає максимальній швидкості зростання тиску стискання, залежить від геометричних розмірів деталей кривошипно-шатунного механізму, об'єму камери стискання та показника політропи. Остання величина змінюється залежно від умов перебігу процесу стискання. Окрім того, строго кажучи, досить імовірною є ситуація з дефіцитом даних щодо геометричних розмірів кривошипно-шатунного механізму, а саме довжини шатуна, оскільки дані у судновій документації часто є недостатньо повними, а наявність запасного шатуна є не обов'язковою для всіх двигунів. Окрім того, безпосередньо вимірювати довжину шатуна на двигуні незручно і не завжди можливо. Тому для виконання алгоритмічної синхронізації в умовах дефіциту даних є доцільним шукати довжину шатуна та величину показника політропи разом. Для цього пропонується спочатку апроксимувати ділянку експериментальної кривої стискання поліномом четвертого порядку, який досить точно відображає експериментальну криву стискання. Для розрахунку його коефіцієнтів використовуються експериментальні дані. Один із кінців апроксимуючої ділянки, що відповідає більшому значенню кута повороту колінчастого валу, лежить у точці найшвидшого зростання тиску стискання. Установлено, що наявна точність визначення невідомих величин у результаті рішення запропонованих рівнянь є прийнятною для інженерних розрахунків. Запропонована методика дає змогу уточнити попередній розрахунок положення верхньої мертвої точки індикаторної діаграми в умовах дефіциту даних по двигуну, оскільки отримане значення довжини шатуна та відповідно розрахована величина коефіцієнта політропічного стиснення повніше відображають поточні умови протікання процесу стиснення у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння.

Ключові слова: індикаторна діаграма, політропне стиснення, максимальна швидкість зростання тиску стиснення, кут найшвидшого зростання тиску стиснення, геометричні розміри деталей кривошипно-шатунного механізму, розміри.

CALCULATION OF CRANK MECHANISM GEOMETRIC DIMENSIONS ACCORDING TO THE RESULTS OF PERFORMANCE DIAGRAM

O.V. Yeryganov¹, V.Yu. Gunchenko², V.S. Glebov³

¹PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Ship Power Plants
and Technical Operation,

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-9736-3662

²Assistant and Postgraduate Student, Department of Ship Power Plants
and Technical Operation,

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0003-3468-997X

³PhD student, Department of Ship Power Plants and Technical Operation,
Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-8801-2377

Summary

The article proposes a method of joint calculation of the length of the diesel connecting rod and the average index of polytropic compression n when performing the algorithmic synchronization of indicator diagrams of internal combustion engines. In the author's previous publications, it was shown that the angle that corresponds to the maximum rate of compression pressure growth depends on the geometric dimensions of the crank-and-connecting mechanism parts, the volume of the compression chamber, and the polytropy index. The latter value varies depending on the conditions of the compression process. In addition, strictly speaking, a situation with a shortage of data regarding the geometric dimensions of the crank-connecting mechanism, namely, the length of the connecting rod, is quite likely. Therefore, to perform algorithmic synchronization in conditions of data scarcity, it is necessary to search for the length of the connecting rod and the value of the polytropic index together. To do this, it is suggested to first approximate the section of the experimental compression curve with a fourth-order polynomial.

Experimental data are used to calculate its coefficients. The end of the approximating section, which corresponds to a larger value of the angle of rotation of the crankshaft, lies at the point of the fastest increase in compression pressure. The accuracy of the determination of unknown quantities as a result of the solution of the proposed equations is acceptable for engineering calculations. This makes it possible to clarify the preliminary calculation of the position of the top dead center of the indicator diagram in conditions of a lack of data on the engine, since the obtained value of the length of the connecting rod and the correspondingly calculated value of the polytropic compression coefficient more fully reflect the current conditions of the compression process in the cylinder of the internal combustion engine.

Key words: *indicator diagram, polytropic compression, maximum rate of increase in compression pressure, angle of the fastest increase in compression pressure, geometric dimensions of parts of the crank-connecting mechanism, dimensions.*

Вступ. Застосування сучасних засобів під час діагностування робочого процесу транспортних дизелів дає змогу отримати якісні діагностичні дані, оскільки похибка сучасних датчиків тиску не перевищує 0,5% (наприклад, у датчиків виробництва IMES GmbH [2]). За подальшої синхронізації індикаторної діаграми визначається положення верхньої мертвої точки (ВМТ). Наявність кривої тиску та геометричних даних (діаметр циліндра, хід поршня та довжина шатуна) по кривошипно-шатунному механізму (КШМ) дає змогу розрахувати середній індикаторний тиск, що є одним із найважливіших діагностичних параметрів для робочого процесу. При цьому слід зазначити, що якщо діаметр циліндра і хід поршня, як правило, нескладно знайти у специфікаційних даних по двигуну (а найчастіше безпосередньо в позначенні марки двигуна), то довжину шатуна необхідно знаходити або прямим виміром, або за кресленнями. Однак креслення, наявні у обслуговуючого персоналу, є здебільшого ознайомлювальними та не завжди мають достатню точність. Безпосередній вимір довжини шатуна на двигуні робити вкрай незручно. Наявність запасного шатуна є абсолютно не обов'язковою: так, для судових дизелів, які входять до складу судової енергетичної установки не в однині (наприклад, у складі судової електростанції), присутність запасного шатуна серед запчастин не обов'язкова. У зв'язку із цим розроблення способу розрахунку відсутніх розмірів деталей КШМ (у даному разі довжини шатуна) має практичний зміст, оскільки дає змогу спростити обслуговуючому персоналу обробку даних, отриманих під час індичювання.

1. Розв'язання задачі

Пропонований спосіб розрахунку довжини шатуна заснований на тому факті, що тиск робочого тіла підпорядковується рівнянню політропи:

$$PV^n = \text{const} \quad (1)$$

де V – об'єм циліндра (м^3) при заданому куті повороту колінчастого вала (ПКВ);
 P – тиск у циліндрі, Па.

Таке припущення є класичним і багаторазово випробуваним теоретично [1; 4].

У [5] запропоновано спосіб розрахунку середнього показника політропічного стиснення n :

$$n - 1 = \frac{\left[4V_c(P_T - P_M) + V_s(2(P_T(1 - \cos \phi_T) - P_M(1 - \cos \phi_M)) + \lambda(P_T \sin^2 \phi_T - P_M \sin^2 \phi_M)) \right]}{V_s \left[2 \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \psi_i + 0,5 \lambda \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \delta_i \right]}, \quad (2)$$

де D – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м;

$\lambda = S / (2L)$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

n – середній показник політропічного стискування;

V_c – об'єм камери стиснення, м^3 ;

$V_s = \pi D^2 S / 4$ – об'єм, що описується поршнем, м^3 ;

ϕ_M – кут ПКВ (радіан), що відповідає максимальній швидкості зростання тиску [3];

V_M – об'єм циліндра в точці максимальної швидкості зростання тиску, м^3 ;

P_M – тиск заряду в точці максимальної швидкості зростання тиску, Па;

ϕ_T – кут ПКВ (радіан), який визначається як точка перетину дотичної, проведеної до кривої тиску в точці максимальної швидкості зростання тиску стиснення, з віссю абсцис (рис. 1);

P_T – тиск заряду, що відповідає куту ϕ_T , Па (рис. 1);

$A_{4-i}, \delta_i, \psi_i$ – коефіцієнти полінома, розрахунок яких описано у [5].

Із представленої розрахункової залежності нескладно вивести рівняння для розрахунку довжини шатуна, тобто величини λ :

$$\lambda = \frac{\left[2V_s(1-n) \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \psi_i + 4V_c(P_T - P_M) + 2V_s \left\{ P_T(1 - \cos \phi_T) - \left[-P_M(1 - \cos \phi_M) \right] \right\} \right]}{V_s \left[0,5(n-1) \sum_{i=0}^4 A_{4-i} \delta_i - (P_T \sin^2 \phi_T - P_M \sin^2 \phi_M) \right]} \quad (3)$$

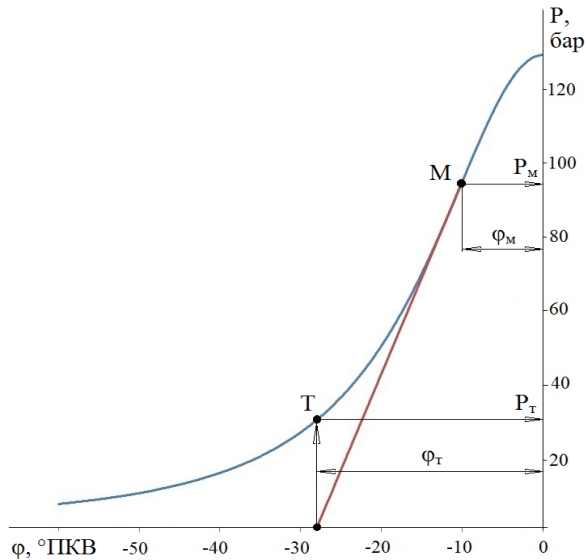


Рис. 1. Зміна тиску стиснення по куту ПКВ

Кут ϕ_T легко визначити аналітично, знаючи тиск і його похідну по куту ПКВ у точці M – точці найшвидшого зростання тиску:

$$\phi_T = \phi_M - P_M / P'_M \quad (4)$$

Оскільки в кожному конкретному випадку значення середнього показника політропічного стиснення n є невідомим, то величина n , узятая на вмання, може призвести до похибки в подальших розрахунках. Таким чином, логічно розраховувати одночасно n та величину λ .

Для цього пропонується скористатися рівнянням (1), записаним для точок T і M (рис. 1):

$$P_T V_T^n = P_M V_M^n \quad (5)$$

Тоді величина n дорівнює:

$$n = \frac{\ln(P_M/P_T)}{\ln(V_T/V_M)} \quad (6)$$

Об'єм V_T визначається виходячи зі значення кута φ_T , який можна знайти з (4).

Таким чином, λ відшукується за рівнянням (3), у яке підставляються величини φ_T та n , знайдені відповідно за рівняннями (4) і (6). Об'єм V визначається за залежністю:

$$V = V_c + 0,5 \cdot V_s \left(1 + 1/\lambda - \cos\phi - \sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2\phi} \right) \quad (7)$$

2. Результати розв'язання задачі

Запропонований спосіб розрахунку довжини шатуна було перевірено для кількох двигунів. За даними індиціювання двигунів було знайдено середній показник політропічного стиснення n та величину λ . Були порівняні розраховані та дійсні значення λ . При цьому інші геометричні розміри деталей КШМ (діаметр циліндра D і хід поршня S), об'єм камери стиснення V_c та положення ВМТ були відомі.

Порядок розрахунку був такий: спочатку визначався кут повороту ПКВ φ_M , у якій швидкість зростання тиску стиску максимальна. Потім за формулою (4) розраховувався кут φ_T і далі визначався відповідний йому тиск P_T . Використовуючи залежності з [5], розраховувалися коефіцієнти A_{4-i} , δ_i , ψ_i . Шукана величина λ визначалася під час спільного розв'язання рівнянь (3) та (6).

У табл. 1 зведено результати розрахунків. На рис. 2 представлено експериментальні та розрахункові криві стискування для трьох різних двигунів на ділянці між кутами φ_T та φ_M .

Таблиця 1

Результати розрахунків

Найменування параметра	Тип двигуна		
	MAN-B&W 6S50MC	YANMAR 6EY18ALW	MAN 5L23/30
Тактність	2	4	4
Діаметр циліндра D , м	0,5	0,18	0,225
Хід поршня S , м	2,0	0,28	0,3
Довжина шатуна L , м	2,05	0,54	0,6
Ступінь стиску ϵ	18,1	15	13
Частота обертання, хв^{-1}	100	900	720
Тиск P_M , бар	72,816	90,588	56,994
Похідна тиску P'_M , бар/°ПКВ	3,505	3,676	2,129
Кут φ_M , °ПКВ до ВМТ	-11,8	-14	-14,9
Тиск P_T , бар	23,013	28,264	18,464
Похідна тиску P'_T , бар/°ПКВ	1,209	1,2610	0,750
Кут φ_T , °ПКВ до ВМТ	-32,5	-38,64	-41,7

Продовження таблиці 1

Значення коефіцієнтів полінома	A_0	-1234,603	-738,7034	-387,6924
	A_1	-930,4076	-672,9535	-362,1632
	A_3	200,8217	210,6193	121,9827
	A_4	72,816	90,588	56,994
	ψ_0	-0,136179	-0,1892448	-0,2193943
	ψ_1	$2,835491 \cdot 10^{-2}$	$4,661287 \cdot 10^{-2}$	$5,869825 \cdot 10^{-2}$
	ψ_3	$2,053129 \cdot 10^{-3}$	$4,737346 \cdot 10^{-3}$	$7,036407 \cdot 10^{-3}$
	ψ_4	$-6,090748 \cdot 10^{-4}$	$-1,665898 \cdot 10^{-3}$	$-2,68743 \cdot 10^{-3}$
	δ_0	-0,4961154	-0,6628664	-0,751802
	δ_1	0,1011527	0,1583474	0,193958
	δ_3	$7,185809 \cdot 10^{-3}$	$1,564806 \cdot 10^{-2}$	$2,248377 \cdot 10^{-2}$
	δ_4	$-2,120388 \cdot 10^{-3}$	$-5,459574 \cdot 10^{-3}$	$-8,506603 \cdot 10^{-3}$
Розрахункове значення середнього коефіцієнта політропи n	1,37081	1,407975	1,369635	
Дослідне значення середнього коефіцієнта політропи n'	1,37	1,37	1,37	
Відхилення Δn : $\Delta n = (n - n') / n' \cdot 100\%$	0,06	2,8	-0,03	
Розрахункове значення довжини шатуна L , м	2,091	0,5402	0,5843	
Відхилення ΔL : $\Delta L = (L - L') / L' \cdot 100\%$	2	0,04	-2,6	

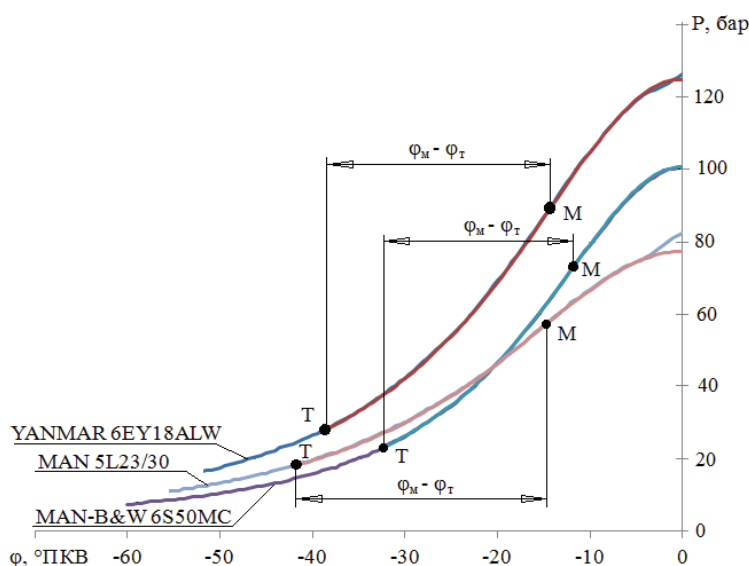


Рис. 2. Порівняння експериментальних та розрахункових кривих стиснення

Наведені результати показують, що знайдена аналітично та дійсна довжина шатуна відрізняються не більше ніж на 3%, що вважається прийнятним для

інженерних розрахунків. Розрахункові криві тиску, які були отримані виходячи зі знайденої довжини шатуна, відрізняються від експериментальних не більше ніж на 1%. Таким чином, запропонований спосіб розрахунку може бути застосований для обробки індикаторних діаграм в експлуатаційних умовах.

Висновки. Розрахунки, які були зроблені запропонованим способом, показали хороший збіг експериментальних та розрахункових даних: погрішність визначення довжина шатуна не перевершила 3%. Це дає змогу уточнити попередній розрахунок положення ВМТ індикаторної діаграми з використанням залежності (1) в умовах дефіциту даних по двигуну, оскільки отримане значення λ та відповідно розрахована величина коефіцієнта політропічного стиснення n повніше відображає поточні умови протікання процесу стиснення у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння.

ЛІТЕРАТУРА

1. Heywood John B. Internal combustion engine fundamentals / R.R. Donnelley & Sons Company, 1988. 481 p.
2. Pressure sensors for marine diesel monitoring. Company IMES. <https://www.imes.de>
3. Yeryganov O. Features of fastest pressure зростаючий пункт при compression stroke. *Diagnostyka*. 2018. Vol. 19. № 2. P. 71–76. <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729>
4. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2008. 490 с.
5. Єриганов О.В. Розрахунок показника політропи стискання при алгоритмічній синхронізації індикаторних діаграм. *Залізничний транспорт України*. 2019. № 4. С. 43–48.

REFERENCES

1. Heywood John B. Internal combustion engine fundamentals / R.R. Donnelley & Sons Company, 1988. 481 p.
2. Pressure sensors for marine diesel monitoring. Company IMES: <https://www.imes.de>
3. Yeryganov O., Varbanets R. Features of fastest pressure зростаючий пункт при compression stroke. *Diagnostyka*, 2018, Vol. 19, No. 2. pp. 71–76. <http://dx.doi.org/10.29354/diag/89729>
4. Diachenko V.G. Internal combustion engines. Theory. The textbook for university students [Dviguni vnutrishnogo zgoriannia. Teoriia. Pidruchnik dlia studentiv vishchih navchalnih zakladiv]. Kharkiv NTU «KhPI», 2008, 490 p. [in Ukrainian]
5. Yeryganov O.V. Calculation of the compression politrop index during algorithmic synchronization of perfomance diagram [Rozrahunok pokaznika politropi stiskannia pri algoritmichnii sinhronizatsiii indiykatornih diagram]. *Railway Transport of Ukraine*. 2019. № 4, pp. 43–48.