

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.43

doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-16-22

Влияние степени сжатия на эффективность двигателя внутреннего сгорания

Д.Г. Агаларов¹, Т.Д. Гасанова²¹ Институт Математики и Механики Национальной Академии Наук Азербайджана² Азербайджанский Архитектурно-Строительный Университет

Compression rate influence on the internal combustion engine efficiency

J.H. Agalarov¹, T.J. Hasanova²¹ Institute of Mathematics and Mechanics of National Academy of Science of Azerbaijan² Azerbaijan University of Architecture and Construction

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания с регулируемой степенью сжатия не применяют, что, видимо, связано со сложностью их конструкции. Однако известные двухвальные конструкции можно использовать без значительных усложнений. Так, уменьшение эффективности двигателя внутреннего сгорания при увеличении частоты вращения коленчатого вала можно компенсировать степенью сжатия. Приведены результаты расчета коэффициента полезного действия и расхода топлива при степени сжатия 8,6 и частоте вращения коленчатого вала 2000 и 4000 мин⁻¹, а также при степени сжатия 13 и частоте вращения 4000 мин⁻¹ для показателей характеров сгорания, равных 3 и 1. Показано приближение указанных характеристик при большей частоте вращения коленчатого вала к таковым при меньшей частоте вращения с увеличением степени сжатия. С помощью ранее вычисленных параметров двигателей внутреннего сгорания при различных режимах на основе теории Вибе определены коэффициент полезного действия и расход топлива для соответствующих режимов работы.

Ключевые слова: двухвальные двигатели, степень сжатия, расход топлива, показатель характера сгорания, коленчатый вал

Nowadays, engines with the adjustable compression ratio are not used, which apparently could be explained by their design complexity. However, the known twin-shaft machines could be introduced without significant complications. Thus, a decrease in the engine efficiency at the increased crankshaft speed could be compensated by the compression ratio. The paper presents results of calculating efficiency and fuel consumption at the compression ratio of 8.6 and crankshaft speed of 2000 and 4000 min⁻¹, as well as at the compression ratio of 13 and rotation speed of 4000 min⁻¹ for the combustion character indicators equal to 3 and 1. It shows the indicated characteristics approximation at the higher rotation frequency to those at the lower rotation frequency with the increased compression. The engine parameters for various modes based on the Wiebe theory previously calculated made it possible to determine efficiency and fuel consumption for the corresponding engine operating modes.

Keywords: twin-shaft engines, compression ratio, fuel consumption, combustion character index, crankshaft

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с регулируемой степенью сжатия не применяют, что, видимо, связано со сложностью их конструкции.

В работах [1–3] показано уменьшение эффективности ДВС при увеличении частоты вращения коленчатого вала (ЧВКВ), что можно исправить компенсированием степени сжатия [4, 5]. В статьях [6–8] отмечена перспективность использования двухвальных ДВС с регулируемой степенью сжатия [1, 9–12].

В статье [6] приведены результаты расчета коэффициента полезного действия (КПД) и расхода топлива для ЧВКВ $n = 2000$ мин⁻¹ и 4000 мин⁻¹ при степени сжатия $\varepsilon = 8,6$ и для $n = 4000$ мин⁻¹ при $\varepsilon = 13$ и показателе характера сгорания $m = 3$ и 1. Показано, что с увеличением степени сжатия указанные характеристики при большей ЧВКВ приближаются к таковым с меньшей ЧВКВ.

В патенте [1] рассчитаны параметры ДВС при различных режимах на основе теории Вибера. С помощью расчетных данных определены КПД и расход топлива [13, 14] для соответствующих режимов и характера работы ДВС.

Цель работы — показать эффективность ДВС с регулируемой степенью сжатия для повышения мощности и экономии топлива.

Для расчета КПД ДВС использованы следующие параметры.

Удельный объем рабочего тела (РТ)

$$v = \frac{v_a}{\varepsilon} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi_0 + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_0} \right) \right] \right\},$$

где v_a — удельный объем РТ в начале такта сжатия; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; φ_0 — угол поворота коленчатого вала (УПКВ), соответствующий началу горения.

Доля сгоревшего на участке $i - (i - 1)$ топлива

$$\Delta x_{i-(i-1)} = e^{-6,908 \left(\frac{\Delta \varphi_{i-(i-1)}}{\varphi_z} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\Delta \varphi_{i-(i-1)}}{\varphi_z} \right)^{m+1}},$$

где $\Delta \varphi_{i-(i-1)}$ — УПКВ на участке $i - (i - 1)$; φ_z — продолжительность сгорания.

В процессе сгорания давление РТ в цилиндре

$$p_i = \frac{0,0854 q_z \Delta x_i + p_{i-1} (k v_{i-1} - v_i)}{k v_i - v_{i-1}},$$

где q_z — общая использованная теплота сгорания; Δx_i — доля топлива сгоревшего на i -м

участке; k — фактор теплоемкости; v_{i-1} и v_i — удельный объем РТ на участке $(i - 1)$ -м и i -м соответственно.

Расчет проведен при следующих параметрах: угол опережения воспламенения $\theta = 24^\circ$; степень сжатия $\varepsilon = 8,6$ и 13; ЧВКВ $n = 2000$ и 4000 мин⁻¹; показатель характера сгорания $m = 1$ и 3; угол наклона фронта пламени $\varphi_r = 46$ и 92° .

Результаты расчета — значения давления РТ при различных значениях удельного объема РТ, степени сжатия, показателя характера сгорания, угла наклона фронта пламени и ЧВКВ — приведены в таблице, где φ_0 и $\varphi_{\text{ВМТ}}$ — УПКВ, отсчитываемый от момента воспламенения топлива и верхней мертвой точки (ВМТ). По этим данным определены КПД и расход топлива.

Схема определения работы цикла приведена на рисунке, где bMm и HMm — верхняя и нижняя мертвая точка положения поршня ДВС соответственно. По точкам на графике определяют состояние цикла, по которому рассчитывают КПД.

Полная работа цикла определяется выражением

$$l_i = l_{yc} + l_{cz} + l_{ay} + l_{zb}. \quad (1)$$

Здесь l_{yc} — работа газов в процессе сжатия при горении,

$$l_{yc} = \int_y^c p_y v_y dv_y \quad \text{или} \quad \sum \Delta p_y \Delta v_y; \quad (2)$$

l_{cz} — работа газов в процессе расширения при горении,

$$l_{cz} = \int_c^z p_c v_c dv_c \quad \text{или} \quad \sum \Delta p_c \Delta v_c; \quad (3)$$

l_{ay} — работа газов в процессе чистого сжатия с показателем политропы $n_1 = 1,35$,

$$l_{ay} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_y v_y - p_a v_a); \quad (4)$$

l_{zb} — работа газов в процессе чистого расширения с показателем политропы $n_2 = 1,28$,

$$l_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z v_z - p_b v_b), \quad (5)$$

где p_y , p_c , p_z , p_b и v_y , v_c , v_z , v_b — давление РТ и удельный объем РТ в начале такта сжатия, в конце такта сжатия, в конце процесса сгорания и в конце процесса расширения соответственно,

$$p_b = (v_z/v_b)^{n_2}; \quad p_z = (v_z/v_a)^{n_2} p_z.$$

Значения давления РТ при различных значениях удельного объема РТ, степени сжатия, показателя характера сгорания, угла наклона фронта пламени и ЧВКВ

УПКВ, град		Удельный объем v , м ³ /кг	Давление РТ p , кг/см ²						Удельный объем v , м ³ /кг	
Ф _{ВМТ}	Ф _Ф		Степень сжатия ϵ							
		8,6				13,0				
		Показатель характера сгорания t						2000	4000	10
		3		1						
		Угол наклона фронта пламени ϕ , град								
		46		92		46		92		
		ЧВКВ n , мин ⁻¹								
2000		4000		2000		4000		2000	4000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
-24	0	0,2065	9,00	9,00	9,00	9,00	12,70	12,70	0,1607	
-22	2	0,1967	8,40	8,57	8,40	8,40	10,07	12,56	0,1500	
-20	4	0,1879	7,80	8,02	8,43	8,01	9,14	10,53	0,1411	
-18	6	0,1794	7,36	7,58	9,52	7,92	8,38	12,10	0,1324	
-16	8	0,1721	7,05	7,17	12,23	8,24	7,70	12,06	0,1248	
-14	10	0,1655	6,78	6,88	15,54	8,88	7,10	13,89	0,1179	
-12	12	0,1598	6,91	6,04	19,40	7,58	6,77	16,57	0,1125	
-10	14	0,1551	7,52	6,46	26,67	11,18	6,39	19,80	0,1070	
-8	16	0,1511	8,68	6,40	28,17	10,80	6,50	23,23	0,1028	
-6	18	0,1480	10,65	6,19	32,59	12,77	6,89	27,03	0,0996	
-4	20	0,1458	14,43	6,93	36,10	14,90	7,79	31,47	0,0973	
-2	22	0,1445	17,32	6,90	38,38	17,39	9,38	35,90	0,0958	
0	24	0,1440	29,18	7,44	42,21	20,64	11,60	40,28	0,0954	
2	26	0,1445	27,90	8,90	44,77	29,57	14,75	45,57	0,0958	
4	28	0,1458	33,98	8,83	47,05	36,30	8,12	53,84	0,0973	
6	30	0,1480	39,74	9,66	48,90	28,78	22,00	52,73	0,0996	
8	32	0,1511	44,63	10,50	50,20	31,01	25,74	55,07	0,1028	
10	34	0,1511	48,35	12,54	50,40	32,69	29,28	56,60	0,1070	
12	36	0,1598	50,00	12,57	50,00	33,92	33,00	56,62	0,1125	
14	38	0,1654	51,00	13,60	48,26	34,76	36,43	54,87	0,1179	
16	40	0,1721	50,00	14,64	48,01	34,76	39,34	53,20	0,1248	
18	42	0,1794	48,37	15,78	46,28	34,72	41,85	51,12	0,1324	
20	44	0,1879	46,25	16,71	44,27	34,40	42,97	48,08	0,1411	
22	46	0,1867	45,53	17,86	41,93	33,55	42,70	44,77	0,1500	
24	48	0,2065	44,00	18,50	39,66	32,69	40,88	42,96	0,1608	
26	50	0,2171	-	20,09	-	31,50	39,00	38,49	0,1718	
28	52	0,2284	-	20,05	-	29,92	37,33	35,36	0,1836	
30	54	0,2404	-	20,06	-	28,51	35,23	32,41	0,1962	

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
32	56	0,2531	–	20,37	–	27,03	33,59	29,38	0,2095
34	58	0,2667	–	20,29	–	25,65	31,95	26,88	0,2237
36	60	0,2804	–	17,79	–	24,26	29,11	24,59	0,2378
38	62	0,2352	–	16,92	–	22,71	26,85	22,61	0,2535
40	64	0,3101	–	16,10	–	21,64	24,66	20,53	0,2690
42	66	0,3273	–	15,86	–	20,42	–	–	0,2856
44	68	0,3422	–	15,30	–	17,95	–	–	0,3027
46	70	0,3598	–	14,39	–	16,89	–	–	–
48	72	0,3760	–	13,84	–	16,15	–	–	–
50	74	0,3957	–	12,69	–	15,24	–	–	–
52	76	0,4121	–	12,60	–	13,92	–	–	–
54	78	0,4307	–	12,51	–	13,14	–	–	–
56	80	0,4449	–	12,42	–	12,75	–	–	–
58	82	0,4685	–	12,04	–	12,19	–	–	–
60	84	0,4876	–	11,61	–	11,50	–	–	–
62	86	0,5087	–	11,32	–	10,90	–	–	–
64	88	0,5267	–	10,88	–	10,33	–	–	–
66	90	0,5482	–	10,60	–	9,82	–	–	–
68	92	0,5641	–	9,91	–	9,77	–	–	–

КПД цикла определяется выражением [15]

$$\eta_i = \frac{l_i(1+\gamma)(1+\alpha L'_0)}{427H_u}, \quad (6)$$

где γ — коэффициент остаточных газов, $\gamma=0,088$; α — коэффициент избытка воздуха ($\alpha=0,85$); L'_0 — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг

топлива, $L'_0 = 14,8$ кг / кг; H_u — низшая теплота сгорания топлива, $H_u = 10\,500$ ккал/кг;

Индикаторный удельный расход топлива вычисляется как

$$g = \frac{632}{\eta_i H_u}. \quad (7)$$

Рассмотрим примеры расчета по описанной математической модели при различных значениях исходных параметров.

Пример 1. Исходные данные: степень сжатия $\varepsilon = 8,6$; показатель характера сгорания $m = 3$; угол наклона фронта пламени $\varphi_r = 46^\circ$. По формулам (1)–(5) получаем следующие результаты:

- работа газов в процессе сжатия $l_{yc} = -0,515 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- работа газов и расширения при горении $l_{cz} = 2,859 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- работа газов в процессе чистого сжатия $l_{ay} = -2,476 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- работа газов в процессе чистого расширения $l_{zb} = 10,75 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- полная работа цикла $l_i = 10,63 \cdot 10^4$ кг·м/кг.

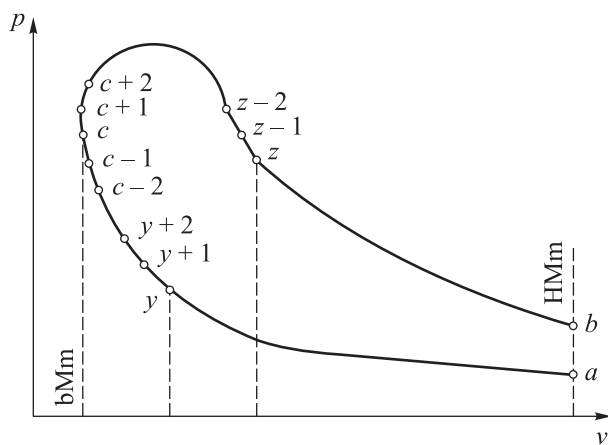


Схема определения работы цикла

Подставляя полученные данные в формулу (6), находим КПД цикла

$$\eta = \frac{10,63 \cdot 10^4 \cdot 1,088(1 + 0,85 \cdot 14,8)}{427 \cdot 10500} = 0,35.$$

После подстановки найденного КПД в выражение (7) получаем индикаторный удельный расход топлива

$$g = \frac{632}{0,35 \cdot 10500} = 0,234 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Пример 2. При $\varepsilon = 8,6$; $m = 1$ и $\varphi_r = 46^\circ$ получаем следующие результаты:

- $l_{yc} = -0,958 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{cz} = 2,7979 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{ay} = -2,476 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{zb} = 10,134$ кг·м/кг;
- $l_i = 9,498 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $\eta = 0,31$; $g = 0,264$ г/(кВт·ч).

Пример 3. При $\varepsilon = 8,6$, $m = 3$ и $\varphi_r = 92^\circ$ имеем:

- $l_{yc} = -0,4636 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{cz} = 3,4686 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{ay} = -2,4757 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{zb} = 4,1108 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_i = 4,632 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $\eta = 0,1526$; $g = 0,545$ г/(кВт·ч).

Пример 4. При $\varepsilon = 8,6$, $m = 1$ и $\varphi_r = 92^\circ$ получаем:

- $l_{yc} = -1,354 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{cz} = 6,317 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{ay} = -2,476 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{zb} = 3,926 \cdot 10^4$ кг·м/кг;

- $l_i = 6,413 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $\eta = 0,2116$; $g = 0,389$ г/(кВт·ч).

Пример 5. При $\varepsilon = 13$, $m = 3$ и $\varphi_r = 64^\circ$ имеем:

- $l_{yc} = 0,44548 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{cz} = 5,926 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{ay} = -2,998 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{zb} = 11,28 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_i = 13,8 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $\eta = 0,455$; $g = 0,179$ г/(кВт·ч).

Пример 6. При $\varepsilon = 13$, $m = 1$ и $\varphi_r = 64^\circ$ получаем:

- $l_{yc} = 0,9949 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{cz} = 6,5014 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{ay} = -2,998 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_{zb} = 9,39 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $l_i = 13,78 \cdot 10^4$ кг·м/кг;
- $\eta = 0,3923$; $g = 0,209$ г/(кВт·ч).

Таким образом, при увеличении ЧВКВ с 2000 до 4000 мин⁻¹ КПД цикла уменьшается почти в 2 раза и, соответственно, возрастает расход топлива. Повышая степень сжатия с 8,6 до 13,0 при ЧВКВ $n = 4000$ мин⁻¹ КПД цикла восстанавливается и, соответственно, снижается расход топлива.

Вывод

При увеличении ЧВКВ уменьшаются давление в цилиндре и КПД цикла. Их значения можно восстановить путем регулирования степени сжатия, что должно быть предусмотрено в конструкции ДВС.

Литература

- [1] Klomp E.D., Rask R.B. *Variable compression ratio control system for an internal combustion engine*. Patent US 6450136. Appl. 14.05.2002, publ. 17.09.2002.
- [2] Вагнер В.А. Применение альтернативных топлив в ДВС. *Вестник Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова*, 2000, № 2, с. 77–86.
- [3] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2004. 344 с.
- [4] Пшихоров В.Х., Дорух И.Г., Береснев А.Л. *Система зажигания двигателя*. Патент РФ 2446309. Заявл. 22.03.2010, опублик. 27.03.2022.
- [5] Christodoulou F., Megaritis A. Experimental investigation of the effects of simultaneous hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2014, vol. 39, no. 6, pp. 2692–2702, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.11.124>
- [6] Agalarov J., Nasibova A., Nuriyev B. *Internal combustion engine with opposed pistons*. Patent US 6039011. Appl. 04.03.1998, publ. 21.03.2000.
- [7] Дьяченко В.Г. *Теория двигателей внутреннего сгорания*. Харьков, ХНАДУ, 2009. 500 с.
- [8] Береснев М.А. Метод L-вариаций для управления ДВС при работе на бинарном топливе. *Известия ЮФУ. Технические науки*, 2012, № 3, с. 251–256.

- [9] Moteki K., Fujimoto H., Aoyata S. *Variable compression ratio mechanism of reciprocating internal combustion engine*. Patent US 6505582. Appl. 06.07.2002, publ. 10.01.2002.
- [10] Cleevs J.M. *Variable compression ratio system for opposed piston and other methods of manufacture and use*. Patent US 9206749. Appl. 08.04.2013, publ. 29.08.2013.
- [11] Turner J.W.G. *Opposed piston internal combustion engine with variable timing*. Patent GB 2428450. Appl. 15.07.2005, publ. 31.01.2007.
- [12] Вибе И.И. *Новое о рабочем цикле двигателей*. Москва-Свердловск, Машгиз, 1962. 271 с.
- [13] Kose H., Ciniviz M. An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen. *Fuel Process. Technol.*, 2013, vol. 114, pp. 26–34, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2013.03.023>
- [14] Baumgarten C. Mixture formation in internal combustion engines. *Springer*, 2006. 294 p.
- [15] Saha K., Li X. Assessment of cavitation models for flows in diesel injectors with single-and two-fluid approaches. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2016, vol. 138, no. 1, art. 011504, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4031224>

References

- [1] Klomp E.D., Rask R.B. *Variable compression ratio control system for an internal combustion engine*. Patent US 6450136. Appl. 14.05.2002, publ. 17.09.2002.
- [2] Vagner V.A. Use of alternative fuels in combustion engines. *Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. I.I. Polzunova*, 2000, no. 2, pp. 77–86. (In Russ.).
- [3] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klementyev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov* [Combustion engines: theory, modelling and calculation of processes]. Chelyabinsk, Izd-vo YuUrGU Publ., 2004. 344 p. (In Russ.).
- [4] Pshikhorov V.Kh., Dorukh I.G., Beresnev A.L. *Sistema zazhiganiya dvigatelya* [Engine ignition system]. Patent RF 2446309. Appl. 22.03.2010, publ. 27.03.2022. (In Russ.).
- [5] Christodoulou F., Megaritis A. Experimental investigation of the effects of simultaneous hydrogen and nitrogen addition on the emissions and combustion of a diesel engine. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2014, vol. 39, no. 6, pp. 2692–2702, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.11.124>
- [6] Agalarov J., Nasibova A., Nuriyev B. *Internal combustion engine with opposed pistons*. Patent US 6039011. Appl. 04.03.1998, publ. 21.03.2000.
- [7] Dyachenko V.G. *Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Theory of internal combustion engines]. Kharkov, KhNADU Publ., 2009. 500 p. (In Russ.).
- [8] Beresnev M.A. L-variations method for control of IC engine running on binary fuel. *Izvestiya YuFU. Tekhnicheskie nauki* [Izvestiya SFedU. Engineering Sciences], 2012, no. 3, pp. 251–256. (In Russ.).
- [9] Moteki K., Fujimoto H., Aoyata S. *Variable compression ratio mechanism of reciprocating internal combustion engine*. Patent US 6505582. Appl. 06.07.2002, publ. 10.01.2002.
- [10] Cleevs J.M. *Variable compression ratio system for opposed piston and other methods of manufacture and use*. Patent US 9206749. Appl. 08.04.2013, publ. 29.08.2013.
- [11] Turner J.W.G. *Opposed piston internal combustion engine with variable timing*. Patent GB 2428450. Appl. 15.07.2005, publ. 31.01.2007.
- [12] Vibe I.I. *Novoe o rabochem tsikle dvigateley* [Something new about working cycle of engines]. Moscow-Sverdlovsk, Mashgiz Publ., 1962. 271 p. (In Russ.).
- [13] Kose H., Ciniviz M. An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen. *Fuel Process. Technol.*, 2013, vol. 114, pp. 26–34, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2013.03.023>
- [14] Baumgarten C. Mixture formation in internal combustion engines. *Springer*, 2006. 294 p.
- [15] Saha K., Li X. Assessment of cavitation models for flows in diesel injectors with single-and two-fluid approaches. *J. Eng. Gas Turbines Power.*, 2016, vol. 138, no. 1, art. 011504, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4031224>

Информация об авторах

АГАЛАРОВ Джафар Гасанага оглы — доктор физико-математических наук, профессор, зав. отделом «Волновая Динамика». Институт Математики и Механики Национальной Академии Наук Азербайджана (AZ1001, Азербайджанская Республика, Баку, ул. Истиглалият, д. 30, e-mail: agjafar@rambler.ru).

ГАСАНОВА Тукезбан Джафар гызы — кандидат технических наук, доцент кафедры «Механика». Азербайджанский Архитектурно-Строительный Университет (AZ1073, Азербайджанская Республика, Баку, ул. А. Султанова 5, e-mail: atika2014@rambler.ru).

Information about the authors

AGALAROV Jafar Gasanaga — Doctor of Science (Phys.-Math.), Professor, Head of the Department of Wave Dynamics. Institute of Mathematics and Mechanics of National Academy of Science of Azerbaijan (AZ1001, Baku, Azerbaijan Republic, Istiqlaliyat St., Bldg. 30, e-mail: agjafar@rambler.ru, cafar.agalarov@imm.az).

HASANOVA Tukezban Jafar — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Mechanics. Azerbaijan University of Architecture and Construction (AZ1073, Baku, Azerbaijan Republic, A. Sultanova St. Bldg. 5, e-mail: atika2014@rambler.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Агаларов Д.Г., Гасанова Т.Д. Влияние степени сжатия на эффективность двигателя внутреннего сгорания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 16–22, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-16-22

Please cite this article in English as:

Agalarov J.H., Hasanova T.J. Compression rate influence on the internal combustion engine efficiency. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8, pp. 16–22, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-16-22



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие

«Теория поддрессоривания высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин»

Авторы: Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач, А.А. Стадучин

Рассмотрены вопросы теории поддрессоривания транспортных гусеничных машин: критерии плавности хода, прогнозирование быстроходности при ограничении по системе поддрессоривания, математическое моделирование движения гусеничной машины по неровностям местности и моделирование дорожно-грунтовых условий, синтез многоуровневых систем поддрессоривания и выбор их характеристик, управляемые системы поддрессоривания гусеничных и колесных машин, а также вопросы управления углом складывания секций двухзвенной гусеничной машины в целях повышения быстроходности. Представлены перспективы развития систем поддрессоривания.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям «Транспортные средства специального назначения» и «Наземные транспортно-технологические средства».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>