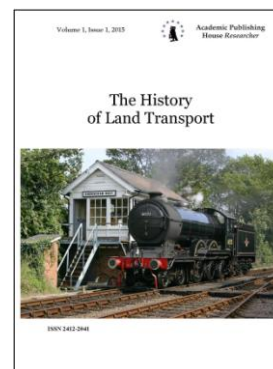




Published in the Slovak Republic
The History of Land Transport
Has been issued since 2015.
ISSN: 2412-2041
E-ISSN: 2413-760X
2017, 3(1): 15-28

DOI: 10.13187/hlt.2017.1.15
www.ejournal38.com



The Ways of Increase the Efficiency of the Internal Combustion Engine

Eugene A. Knyazev ^a, Aleksei N. Terentev ^a

^a Izhevsk state technical university, Russian Federation

Abstract

In the course of work performed review of information on ways to improve the efficiency of the internal combustion engine. The objective of this work was to analyze the ways to improve efficiency. There were two thermal calculation of the internal combustion engine with different compression ratio of 10.5 and 14. Built two gauge charts. Based on these calculations and built charts the conclusion about efficiency of the internal combustion engine.

Keywords: internal combustion engine, efficiency, compression ratio, increase the power.

1. Введение

Двигатель внутреннего сгорания (сокращённо ДВС) — это тип двигателя, тепловая машина, в которой химическая энергия топлива (обычно применяется жидкое или газообразное углеводородное топливо), сгорающего в рабочей зоне, преобразуется в механическую работу. На данный момент ДВС является одним из самых распространенных типов двигателей.

Применение ДВС чрезвычайно разнообразно: их используют на самолётах, автомобилях, тракторах, тепловозах и т.д. Более мощные ДВС устанавливают на речных и морских судах. Несмотря на то, что ДВС являются весьма несовершенным типом тепловых машин (низкий КПД, большой шум, токсичные выбросы, малый ресурс) благодаря своей автономности (необходимое топливо содержит гораздо больше энергии, чем лучшие электрические аккумуляторы) ДВС, по-прежнему, очень широко распространены.

2. Обсуждение и результаты

Основная проблема ДВС – мленький коэффициент полезного действия. Далее рассмотрено несколько вариантов повышения эффективности ДВС (Двигатель внутреннего сгорания).

Степень сжатия. Степень сжатия это отношения полного объёма цилиндра к объёму камеры сгорания. Степень сжатия это один из очень важных технических показателей ДВС. Повышение степени сжатия увеличивает КПД – при сгорании равного объёма топлива двигатель производит больше механической энергии. При повышенной степени сжатия молекулы топлива физически приближаются друг к другу. При этом топливовоздушная смесь имеет более высокую температуру, в результате чего достигается лучшее испарение частичек топлива и их более равномерное перемешивание с воздухом. Для каждого топлива имеется предельное значение степени сжатия. Например, чем выше октановое число бензина, тем выше степень сжатия, при которой может работать двигатель. При превышении допустимой степени сжатия и, соответственно температуры в камере сгорания, двигатель начинает работать с детонацией (самопроизвольное взрывное

воспламенение смеси). Процесс детонации достаточно сложный, а основной причиной детонации является неправильное сгорание топливовоздушной смеси. При работе двигателя с детонацией резко уменьшается эффективность работы двигателя, и более того, возросшие ударные нагрузки могут привести к разрушению двигателя. Сильные стуки во время работы двигателя являются признаком детонации. Этот режим работы очень вреден для двигателя.

Современные электронные системы управления двигателем практически исключили работу двигателя с детонацией, но те, кому пришлось ездить на автомобилях с двигателями, не имеющих электронных систем управления, помнят, что на них режим детонации возникал довольно часто.



Рис. 1. Двигатель внутреннего сгорания

Раньше для повышения октанового числа бензина применялись специальные присадки на основе свинца. Применение этих присадок позволяло поднять степень сжатия до 12.5, но сейчас, в соответствии с законодательными нормами по охране окружающей среды, по причине того, что свинец наносит большой вред окружающей среде, применение присадок на основе свинца запрещено.

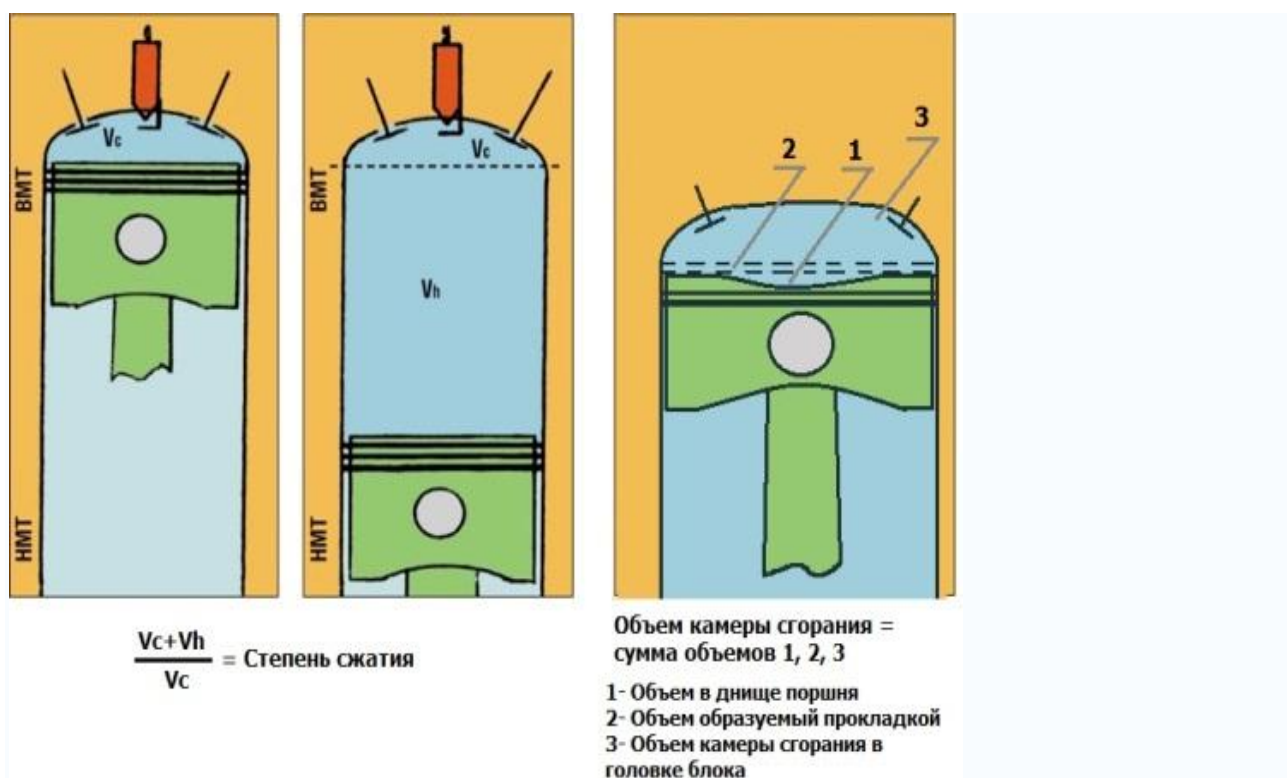


Рис. 2. Степень сжатия

Достигаемая в настоящее время степень сжатия современных бензиновых двигателей составляет от 10 до 14. Величина степени сжатия может изменяться не только от качества предполагаемого к использованию топлива, но и от конструкции двигателя. Современные двигатели, имеющие систему управления двигателем с датчиком детонации, позволяют поднять степень сжатия до 12. Такие системы управления, регулируя угол опережения зажигания в каждом отдельном цилиндре, на основе информации, полученной от датчика детонации, позволяют двигателю работать на грани возникновения детонации, но не допускают её. Двигатели с непосредственным впрыском топлива в камеру сгорания из-за особенностей процессов, протекающих в цилиндре, тоже могут работать с повышенной степенью сжатия до 14.

Поскольку воспламенение топлива в дизельных двигателях происходит за счёт нагрева воздуха, находящегося в цилиндре, степень сжатия дизельных двигателей выше, чем бензиновых. Степень сжатия дизельных двигателей лежит в диапазоне от 14 до 23.

Двигатели с принудительным нагнетанием воздуха в цилиндры (турбокомпрессор или механический нагнетатель), как бензиновые, так и дизельные, имеют более низкую степень сжатия по сравнению с атмосферными двигателями. Это вызвано тем, что перед началом такта сжатия в цилиндре находится большая масса воздуха (и топлива). Слишком высокое давление в цилиндре в конце такта сжатия может привести к разрушению двигателя.

Ранее отмечалось, что повышение степени сжатия явление, в целом, очень желательное, но в действительности всё несколько сложнее. ДВС, особенно автомобильный, постоянно работает на различных скоростных и нагрузочных режимах. Научные исследования в данной области показали, что на некоторых режимах двигатель эффективней работает с более низкой степенью сжатия, а на других режимах степень сжатия может быть повышена без риска нанесения повреждений двигателю. Некоторые производители попытались создать двигатель с изменяемой во время работы степенью сжатия. Пионером в этой области, добившимся заметных результатов, был шведский производитель автомобилей SAAB. Работы в этом направлении проводились и другими производителями автомобилей (Мерседес-Бенц). Но до настоящего времени серийные автомобили с изменяемой степенью сжатия на рынке отсутствуют.

КПД двигателя. Повысить КПД двигателя можно следующими способами:

1) повышением механического КПД:

- снижение масс возвратно-поступательно движущихся деталей: поршня, пальца, шатуна;

- снижение трения в контакте «цилиндр - поршень - кольцо»;

- уменьшением числа поршневых колец, снижением их толщины;

2) повышением термического КПД:

- увеличение степени сжатия;

- повышение температуры двигателя.

Задачи разноплановые, но наиболее полно всем этим требованиям отвечает увеличение КПД двигателя с использованием специально подготовленных кованных поршней.



Рис. 3. Кованные поршни

В отличие от серийных, у кованных имеется ряд преимуществ: выше механическая надежность, меньше удельный вес. При всем этом, не смотря на относительно малый вес при сборке, поршневая группа дорабатывается для снижения веса: облегчается юбка, снимаются излишки металла на бобышках пальцев, дорабатывается форма днища поршня. Возможно облегчение и других деталей кривошипно-шатунного механизма и маховика. Очень удачным средством поднятия эффективности двигателя является доработка головки блока цилиндров. Это тривиальный путь форсирования мотора, известный с начала века, но сравнительно мало применяемый из-за большой трудоемкости работ. Прежде всего, требуется доработка впускных и выпускных каналов. Это необходимо для улучшения наполнения цилиндров за счет снижения потерь. При этом необходимо учесть, что смесь газов в каналах движется со звуковыми скоростями (отсюда шум впуска и выпуска). Любые местные нестыковки и шероховатости ведут к торможению потока, соответственно, к ухудшению наполнения и потере мощности (*Степень сжатия...*).

Для сравнения влияния степени сжатия на эффективность работы двигателя проведен тепловой расчет типового двигателя объемом 1,6 литра при работе на различных степенях сжатия и проведена оценка ее влияния.

Таблица 1. Исходные данные

Коэффициент избытка воздуха	α	1	
Давление окружающей среды	P_0	0,1013	МПа
Температура окружающей среды	T_0	293	К
Приращение температуры в процессе подогрева от стенок	ΔT	15	К

Температура остаточных газов	T_r	1040	К
Давление остаточных газов	P_r	0,1099	МПа
Коэффициент, определяющий P_a ,	K_{Pa}	0,85	
Коэффициент использования теплоты в точке z	ξ_z	0,9	
Коэффициент использования теплоты в точке b	ξ_b	0,92	
Коэффициент, учитывающий теплоотдачу в стенку в процессе сжатия	ν	0	
Коэффициент дозарядки	$\zeta_{с.з.}$	1,04	
Коэффициент продувки	$\zeta_{оч}$	1	
Коэффициент, определяющий действительное давление P_z	φ_{Pz}	0,9	
Коэффициент полноты диаграммы	φ_{Pi}	0,95	
Давление наддува	P_k	0	МПа
Показатель политропы сжатия в компрессоре	n_k	0	
Потери давления в воздушном холодильнике	$\Delta P_{хол}$	0	МПа
Приращение температуры при охлаждении	$\Delta T_{хол}$	0	К
Состав и свойства горючего			
- Содержание углерода	C	0,855	кДж/кг кг/кмоль
- Содержание водорода	H	0,145	
- Содержание кислорода	O	0,000	
- Теплота сгорания	H_u	43961	
- Молекулярная масса	m_T	115	

Для примера был выбран серийный двигатель ВАЗ 11186 автомобиля Lada Granta технические характеристики, которого приведены в таблице на Рис. 4.

Параметр	Значение
Конфигурация	L
Число цилиндров	4
Объем, л	1,596
Диаметр цилиндра, мм	82,0
Ход поршня, мм	75,6
Степень сжатия	10,5
Число клапанов на цилиндр	2 (1-впуск; 1-выпуск)
Газораспределительный механизм	SOHC
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Система питания	Распределенный впрыск с электронным управлением
Рекомендованное минимальное октановое число бензина	95
Экологические нормы	Евро 4 (Евро 5)
Вес, кг	112

Рис. 4. Технические характеристики двигателя

Тепловой расчет двигателя ВАЗ 11186 автомобиля Lada Granta

Первый расчет проводится, принимая степень сжатия 10,5 со следующими исходными данными.

Стехиометрическое количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива и состава С+Н+О (воздух принимают как 0,21 объёмных частей кислорода и 0,79 объёмных частей азота)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,5119 \text{ кмоль.}$$

Количество свежей смеси на 1 кг топлива для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,5206 \text{ кмоль.}$$

Полное сгорание при $\alpha \geq 1$

Принимают, что продукты полного сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = 0,0712;$$

$$M_{H_2O} = H/2 = 0,0725;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,0000;$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = 0,4044;$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,5482.$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1,0529.$$

Давление в начале сжатия

$$P_a = K_{P_a} P_0 = 0,086 \text{ МПа.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \zeta_{c.з.} \frac{P_a}{P_0} \left(1 - \frac{\zeta_{cv} \zeta_{оч} P_r}{\zeta_{c.з.} \varepsilon P_a} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} =$$

$$= 0,8131,$$

где ζ_{cv} - коэффициент, учитывающий неодинаковость теплоёмкостей смеси и остаточных газов и равный

$$= 1,071.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{\zeta_{оч} P_r T_0}{\varepsilon - 1 P_0 T_r \eta_V} = 0,0517.$$

Температура рабочей смеси в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta_{cv} \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = 349,9 \text{ К.}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,050.$$

Давление в конце сжатия

$$P_c = P_a \varepsilon^{\mu_0} = 2,130 \text{ МПа,}$$

$$n_1=1,364.$$

Показатель политропы сжатия и расширения находится из трансцендентного уравнения

$$n_i - 1 = \frac{R_\mu (T_k - T_n)}{T_k (c_v)_0^k - A},$$

$$\text{где } T_k = T_n m^{n_i-1},$$

$$\text{для процесса сжатия } i=1, k=c, n=a, m=\varepsilon, A = T_a (c_v)_0^{T_a} + \frac{\vartheta H_u}{M_1(1+\gamma)};$$

$$\text{при адиабатном сжатии } \vartheta = 0, \text{ следовательно } A = T_a (c_v)_0^{T_a}$$

$$\text{для процесса расширения } i=2, k=b, n=z, m=\varepsilon, A = T_z (c_v)_0^{T_z} + \frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1(\mu_0 + \gamma)};$$

$R_\mu=8,1343$ кДж/(кмоль*К) – универсальная газовая постоянная.

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 824,4 \text{ К.}$$

При $\alpha \geq 1$

$$\chi = 1$$

Уравнение сгорания для бензиновых двигателей:

$$\frac{\xi_z \chi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \frac{u_{c.c.z} + \gamma_r u_{c.p.c}}{1+\gamma_r} = \mu u_{z.p.c},$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты при сгорании; $u_{c.c.z}$ – молярная внутренняя энергия свежей смеси в конце процесса сжатия (свежего заряда), $u_{c.p.c}$ – молярная внутренняя энергия продуктов сгорания.

Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = 3,763$$

Молярная внутренняя энергия свежего заряда при температуре t_c , (температура в уравнение молярной внутренней энергии подставляется в °С)

$$u_{c.c.z} = (C_{v.c.z})^{t_c} t_c = 12097 \text{ кДж/кмоль,}$$

где $C_{v.c.z}$ – молярная теплоёмкость свежего заряда (воздуха) при температуре t_c ,

Молярная внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре при температуре t_c

$$u_{c.p.c} = \sum r_{к.п.с} (C_{v.п.с})^{t_c} t_c = 13439 \text{ кДж/кмоль,}$$

где $r_{к.п.с}$ – объёмная доля компонента продуктов сгорания, $C_{v.п.с}$ – молярная теплоёмкость компонента продуктов сгорания при температуре t_c .

Молярная внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре при температуре t_z

$$u_{z.p.c} = \sum r_{к.п.с} (C_{v.п.с})^{t_z} t_z = 80380 \text{ кДж/кмоль,}$$

где $C_{v.п.с}$ – молярная теплоёмкость компонента продуктов сгорания при температуре t_z .

Объёмная доля компонента продуктов сгорания

$$r_{к.п.с} = \frac{M_k}{M_2},$$

где M_k – количество компонента продуктов сгорания, кмоль; например, $r_{CO} = M_{CO}/M_2$

Решая уравнение сгорания, определяем температуру T_z .

$$T_z = 2932,9 \text{ К.}$$

Теоретическое давление в цилиндре в конце сгорания

$$P_z = \mu P_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 7,959 \text{ МПа.}$$

Действительное давление в цилиндре в конце сгорания

$$P_z^A = \varphi_{P_z} P_z = 7,163 \text{ МПа.}$$

Давление конца расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} = 0,278 \text{ МПа,}$$

$$n_2 = 1,427.$$

n_2 – показатель политропы расширения.

Температура конца расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = 1074,9 \text{ К.}$$

Среднее индикаторное давление

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon_d - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 0,845 \text{ МПа.}$$

Индикаторная мощность двигателя (где V_h – рабочий объём одного цилиндра)

$$N_i = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{60} = 57,34 \text{ кВт.}$$

Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \frac{P_i R_{\mu} M_1 T_0}{H_u \eta_v P_0} = 0,2959.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 0,2768 \text{ кг/(кВт*ч).}$$

Мощность механических потерь

$$N_M = n \cdot i \cdot V_h \cdot P_{\text{мех}} (1 - f_{\text{выхлоп}}) = 14,16 \text{ кВт,}$$

где $P_{\text{мех}} = A + B C_M$ - среднее давление механических потерь, где A и B - коэффициенты

устанавливаемые экспериментально, средняя скорость поршня - $C_M = \frac{S \cdot n}{30}$

Эффективная индикаторная мощность двигателя

$$N_e = N_i - N_M = 43,18 \text{ кВт.}$$

Механический к.п.д.

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = 0,7530.$$

Эффективный к.п.д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,2228.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = 0,3675 \text{ кг/(кВт*ч).}$$

Литровая мощность

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = 27,04 \text{ кВт/л.}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e = 15,87 \text{ кг/ч.}$$

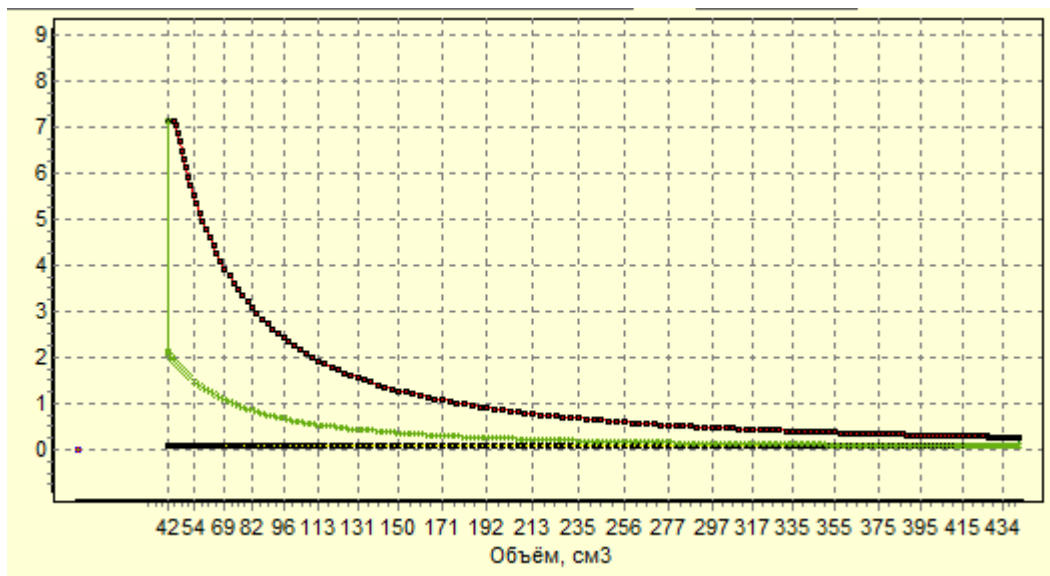


Рис. 4. Индикаторная диаграмма со степенью сжатия 10,5.

Проводим аналогичный тепловой расчет для этого же двигателя, но со степенью сжатия 14.

Исходные данные аналогичные предыдущему расчету.

Стехиометрическое количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива и состава С+Н+О (воздух принимают как 0,21 объёмных частей кислорода и 0,79 объёмных частей азота)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,5119 \text{ кмоль.}$$

Количество свежей смеси на 1 кг топлива для двигателей с внешним смесеобразованием

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,5206 \text{ кмоль.}$$

Полное сгорание при $\alpha \geq 1$

Принимают, что продукты полного сгорания состоят из углекислого газа CO_2 , водяного пара H_2O , избыточного кислорода O_2 и азота N_2

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = 0,0712;$$

$$M_{H_2O} = H/2 = 0,0725;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,0000;$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = 0,4044;$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,5482.$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1,0529.$$

Давление в начале сжатия

$$P_a = K_{P_a} P_0 = 0,086 \text{ МПа.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \zeta_{c.з.} \frac{P_a}{P_0} \left(1 - \frac{\zeta_{cv} \zeta_{оч} P_r}{\zeta_{c.з.} \varepsilon P_a} \right) \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} =$$

$$= 0,8206 ,$$

где ζ_{cv} – коэффициент, учитывающий неодинаковость теплоёмкостей смеси и остаточных газов и равный

$$= 1,071 .$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{\zeta_{оч} P_r T_0}{\varepsilon - 1 P_0 T_r \eta_V} = 0,0419 .$$

Температура рабочей смеси в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta_{cv} \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = 338,6 \text{ К.}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,051 .$$

Давление в конце сжатия

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 3,134 \text{ МПа,}$$

$$n_1 = 1,362 .$$

Показатель политропы сжатия и расширения находится из трансцендентного уравнения

$$n_i - 1 = \frac{R_\mu (T_k - T_n)}{T_k (c_v)_0^{T_k} - A} ,$$

где $T_k = T_n m^{n_i - 1}$,

для процесса сжатия $i=1, k=c, n=a, m=\varepsilon, A = T_a (c_v)_0^{T_a} + \frac{9H_u}{M_1(1+\gamma)}$;

при адиабатном сжатии $\vartheta = 0$, следовательно $A = T_a (c_v)_0^{T_a}$

для процесса расширения $i=2, k=b, n=z, m=\varepsilon, A = T_z (c_v)_0^{T_z} + \frac{(\xi_b - \xi_z)H_u}{M_1(\mu_0 + \gamma)}$;

$R_\mu = 8,1343 \text{ кДж/(кмоль*К)}$ – универсальная газовая постоянная.

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 880,3 \text{ К.}$$

При $\alpha \geq 1$

$$\chi = 1$$

Уравнение сгорания для бензиновых двигателей:

$$\frac{\xi_z \chi H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \frac{u_{c.з.} + \gamma_r u_{c.п.с.}}{1+\gamma_r} = \mu u_{z.п.с.} ,$$

где ξ_z – коэффициент использования теплоты при сгорании,; $u_{c.з.}$ – молярная внутренняя энергия свежей смеси в конце процесса сжатия (свежего заряда), $u_{c.п.с.}$ – молярная внутренняя энергия продуктов сгорания.

Степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = 3,565$$

Молярная внутренняя энергия свежего заряда при температуре t_c , (температура в уравнение молярной внутренней энергии подставляется в °С)

$$u_{c.c.3} = (C_{v.c.3})^{t_c} t_c = 13430 \text{ кДж/кмоль},$$

где $C_{v.c.3}$ – молярная теплоёмкость свежего заряда (воздуха) при температуре t_c ,
Молярная внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре при температуре t_c

$$u_{c.п.3} = \sum r_{к.п.с} (C_{v.п.с})^{t_c} t_c = 14950 \text{ кДж/кмоль},$$

где $r_{к.п.с}$ – объёмная доля компонента продуктов сгорания, $C_{v.п.с}$ – молярная теплоёмкость компонента продуктов сгорания при температуре t_c . (Колчин, Демидов, 2002)

Молярная внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре при температуре t_z

$$u_{z.п.3} = \sum r_{к.п.с} (C_{v.п.с})^{t_z} t_z = 82256 \text{ кДж/кмоль},$$

где $C_{v.п.с}$ – молярная теплоёмкость компонента продуктов сгорания при температуре t_z .
Объёмная доля компонента продуктов сгорания

$$r_{к.п.с} = \frac{M_k}{M_2},$$

где M_k – количество компонента продуктов сгорания, кмоль; например, $r_{CO} = M_{CO}/M_2$

Решая уравнение сгорания, определяем температуру T_z .

$$T_z = 2987,4 \text{ К.}$$

Теоретическое давление в цилиндре в конце сгорания

$$P_z = \mu P_c \cdot \frac{T_z}{T_c} = 11,175 \text{ МПа.}$$

Действительное давление в цилиндре в конце сгорания

$$P^d_z = \varphi_{P_z} P_z = 10,057 \text{ МПа.}$$

Давление конца расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}} = 0,261 \text{ МПа,}$$

$$n_2 = 1,423.$$

n_2 – показатель политропы расширения.

Температура конца расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = 977,8 \text{ К.}$$

Среднее индикаторное давление

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon_d - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 0,909 \text{ МПа.}$$

Индикаторная мощность двигателя (где V_h – рабочий объём одного цилиндра)

$$N_i = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{60} = 61,68 \text{ кВт.}$$

Индикаторный к.п.д.

$$\eta_i = \frac{P_i R_\mu M_1 T_0}{H_u \eta_v P_0} = 0,3154.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 0,2597 \text{ кг/(кВт*ч).}$$

Мощность механических потерь

$$N_M = n \cdot i \cdot V_h \cdot P_{мех} (1 - f_{выхлоп}) = 14,16 \text{ кВт,}$$

где $P_{\text{мех}}=A+BC_M$ - среднее давление механических потерь, где A и B - коэффициенты устанавливаемые экспериментально, средняя скорость поршня - $C_M = \frac{S \cdot n}{30}$

Эффективная мощность двигателя

$$N_e = N_i - N_M = 47,52 \text{ кВт.}$$

Механический к.п.д.

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = 0,7704.$$

Эффективный к.п.д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,2430.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = 0,3370 \text{ кг/(кВт*ч).}$$

Литровая мощность

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = 29,75 \text{ кВт/л.}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_e \cdot N_e = 16,02 \text{ кг/ч.}$$

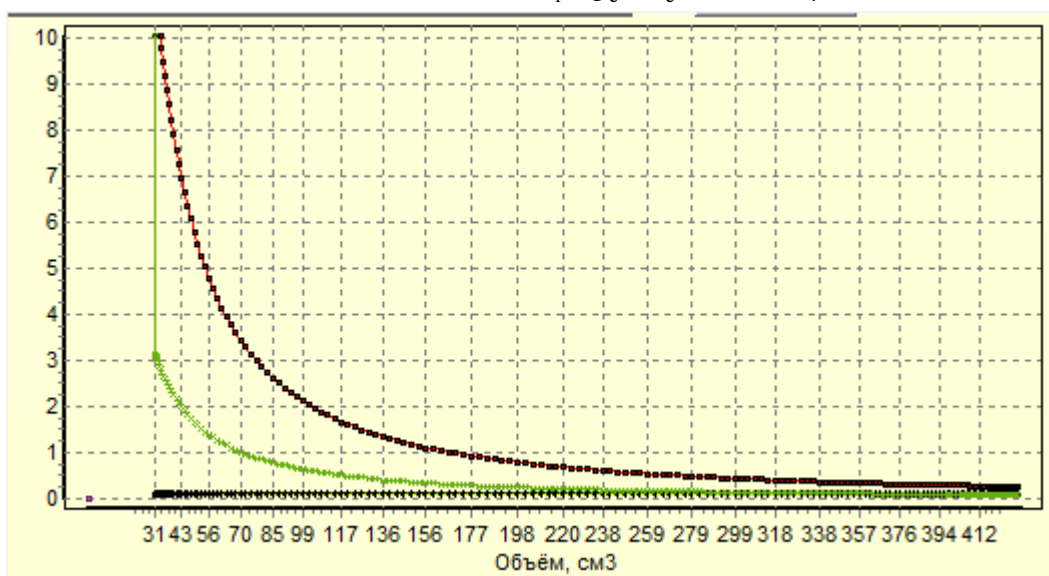


Рис. 5. Индикаторная диаграмма со степенью сжатия 14

На основании проведенных тепловых расчетов можно сделать вывод, что двигатель со степенью сжатия 14 эффективнее двигателя со степенью сжатия 10,5: мощность двигателя выросла на 4,34 % или 5,9 л. с.; эффективный КПД вырос на 9 %; эффективный удельный расход топлива снизился на 8 %. Теоретическое давление в цилиндре в конце сгорания увеличилось на 4,012 МПа.

Таблица 3. Увеличение мощности двигателя с увеличением степени сжатия

Увеличение степени сжатия	Прибавка мощности ДВС
с 8 до 9	2,0%
с 9 до 10	1,7%
с 10 до 11	1,5%
с 11 до 12	1,3%
с 12 до 13	1,2%
с 13 до 14	1,1%
с 14 до 15	1,0%
с 15 до 16	0,9%
с 16 до 17	0,8%

Промежуточные результаты суммируются, например поднятие степени сжатия с 8 до 14 даст прибавку мощности до 8.7 % (**Степень сжатия**).

Таблица 4. Степень сжатия и октановое число бензина

Степень сжатия	Бензин
от 9 до 10.5	АИ 92
от 10 до 12.5	АИ 95
от 12 до 14.5	АИ 98

Для увеличения мощности и суммарного КПД ДВС рекомендуется провести следующий объем работ по доработке каналов и клапанов:

- увеличение диаметра канала;
- изменение геометрии и выведение необходимых радиусов закруглений;
- доработка седла клапана;
- шлифовка острых кромок седла, которые создают сильное сопротивление
- совмещение коллекторов с каналами в головке блока;
- шлифовка каналов и впускного коллектора до чистоты 4-5 классов;
- облегчение клапана и увеличение поперечного сечения (высокая чистота обработки поверхности клапана резко снижает риск прогара клапана, улучшает охлаждение тарелки.).

В целом, в результате всех этих действий возможно увеличение эффективной мощности до 20%.

3. Заключение

Повышение степени сжатия в общем случае увеличивает эффективность двигателя, повышает его КПД и способствует снижению расхода топлива. С другой стороны, увеличение степени сжатия способствует появлению детонации. Чтобы этого избежать, можно например, использовать бензин с более высоким октановым числом. Кроме этого при поднятии степени сжатия повышается нагрузка на детали кривошипно-шатунного механизма, что можно компенсировать, в частности, использованием кованных поршней.

Литература

Ардашев, 2016 – Ардашев А.В. Водородный автомобиль // *Первый шаг в науку*. 2016. № 7-8. С. 23-27.

Двигатель внутреннего сгорания – Двигатель внутреннего сгорания. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://dok.opredelim.com/docs/index-12892.html>. Дата обращения 10.01.2017.

Дьяченко и др., 1979 – Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Н.Х. Дьяченко, Б.А. Харитонов, В.М. Петров и др. Под ред. Н.Х. Дьяченко. Л: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. 392 с.

Колчин, Демидов, 2002 – *Колчин А.И., Демидов В.П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш.шк., 2002. 496 с.

Кузнецов, 2016 – *Кузнецов И.В.* Перспективы газотурбинного двигателя для автомобиля // *Первый шаг в науку*. 2016. № 7-8. С. 31-33.

Мингалеев, 2016 – *Мингалеев Д.М.* Автомобильный двигатель на дровах // *Первый шаг в науку*. 2016. № 7-8. С. 28-30.

Степень сжатия – Степень сжатия. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://лада2111.рф/tuning-kapota/1320-stepen-szhatiya-motor-auto-vaz.html>. Дата обращения 10.01.2017.

Степень сжатия... – Степень сжатия и компрессия в ДВС [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.drive2.ru/b/2976654/>. Дата обращения 10.01.2017.

References

Ardashev, 2016 – *Ardashev A.V.* (2016). Vodorodnyi avtomobil'. *Pervyi shag v nauku*. 2016. № 7-8. pp. 23-27.

Dvigatel' vnutrennego sgoraniya – Dvigatel' vnutrennego sgoraniya. [Elektronnyi resurs]. Rezhim dostupa: <http://dok.opredelim.com/docs/index-12892.html>. Data obrashcheniya 10.01.2017.

D'yachenko i dr., 1979 – Konstruirovaniye i raschet dvigatelei vnutrennego sgoraniya: Uchebnik dlya vtuzov / N.Kh. D'yachenko, B.A. Kharitonov, V.M. Petrov i dr. Pod red. N.Kh. D'yachenko. L: Mashinostroeniye. Leningr. otd-nie, 1979. 392 p.

Kolchin, Demidov, 2002 – Kolchin A.I., Demidov V.P. Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei: Uchebnoye posobie dlya vuzov. 3-e izd., pererab. i dop. M.: Vyssh. shk., 2002. 496 p.

Kuznetsov, 2016 – *Kuznetsov I.V.* Perspektivy gazoturbinnogo dvigatelya dlya avtomobilya // *Pervyi shag v nauku*. 2016. № 7-8. pp. 31-33.

Mingaleev, 2016 – *Mingaleev D.M.* Avtomobil'nyi dvigatel' na drovakh // *Pervyi shag v nauku*. 2016. № 7-8. pp. 28-30.

Stepen' szhatiya – Stepen' szhatiya. [Elektronnyi resurs]. Rezhim dostupa: <http://лада2111.рф/tuning-kapota/1320-stepen-szhatiya-motor-auto-vaz.html>. Data obrashcheniya 10.01.2017.

Stepen' szhatiya... – Stepen' szhatiya i kompressiya v DVS [Elektronnyi resurs]. Rezhim dostupa: <https://www.drive2.ru/b/2976654/>. Data obrashcheniya 10.01.2017.

Пути повышения эффективности двигателя внутреннего сгорания

Евгений Александрович Князев ^a, Алексей Николаевич Терентьев ^a

^a Ижевский государственный технический университет, Российская Федерация

Аннотация. В ходе работы выполнен информационный обзор о способах повышения эффективности двигателя внутреннего сгорания. Задачей работы являлось проанализировать способы повышения эффективности. Были проведены два тепловых расчета двигателя внутреннего сгорания с различной степенью сжатия 10,5 и 14. Построены две индикаторные диаграммы. На основании полученных расчетов и построенных диаграмм сделан вывод об эффективности двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, эффективность, степень сжатия, коэффициент полезного действия, повышение мощности.