

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС С ИЗОХОРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Х.И. Акчурин, к.т.н., доц.

Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет

В.Л. Химич, д.т.н., проф.;

Нижегородский государственный технический университет

М.А. Миронычев, гл. конструктор

ОАО «Заволжский моторный завод»

Предложена гипотеза о механизме повышения КПД бензиновых двигателей при распыливании воды во впускном воздухе. При изохорном подводе теплоты к рабочему телу происходит увеличение работы расширения за счет фазового перехода воды в паробразное состояние и интенсификация горения топлива в стадии догорания. Оптимальное количество воды, распыливаемой во впускном воздухе, составляет 0,375–0,75 от цикловой подачи топлива. Добавление воды в рабочее тело позволяет увеличить степень сжатия до 14 при увеличении коэффициента избытка воздуха до 1,15.

Работы по впрыску воды в рабочее тело двигателей с принудительным (искровым) зажиганием были начаты в 1940-е гг. на поршневых авиационных двигателях для снижения теплонапряженности и увеличения мощности на режимах форсажа [1]. В этот период исследовалась также возможность работы этих двигателей на бензозводных смесях в качестве топлива [2]. Эти исследования были продолжены и после 1950-х гг. уже на автомобильных двигателях, когда стало необходимым снижать количество вредных выбросов с отработавшими газами [3]. В результате выполненных исследований было установлено, что впрыск воды в рабочее тело и работа на бензозводных смесях заметно снижает детонацию в двигателях и требования к октановому числу топлива, при этом повышается эффективный КПД при одновременном снижении выбросов токсичных веществ с отработавшими газами.

Снижение детонации и теплонапряженности деталей двигателя происходит из-за уменьшения максимальной температуры сгорания, что не вызывает сомнений [1, 4]. А вот причина уменьшения удельного расхода топлива и увеличения КПД, а также мощности двигателя до сих пор в деталях не ясна. Должно было бы происходить

обратное, так как снижается максимальная температура сгорания. В работе [4] повышение КПД при впрыске воды объясняется увеличением скорости химических реакций благодаря образованию активных радикалов, при этом полученные высокие экспериментальные результаты не согласуются с данными других исследователей [3]. Кроме того, недостаточно полно рассмотрено влияние качества распыливания воды и место расположения распыливающей форсунки на количественный результат по улучшению технико-экономических показателей двигателя.

Работы по впрыскиванию воды в рабочее тело авиационных двигателей были прекращены вследствие того, что появились мощные реактивные и газотурбинные двигатели. В автомобильных двигателях эта работа тоже была прекращена вследствие создания эффективных нейтрализаторов отработавших газов. Кроме этого, нужна была чистая вода, бак для хранения этой воды, что увеличивало массу транспортного средства. Вопрос получения воды из продуктов сгорания тогда не рассматривался из-за отсутствия эффективных влагоуловителей. Кроме этого, усложнялась конструкция двигателя, должна была появиться еще одна система питания двигателя водой, в дополнение к системе питания топливом.

В настоящее время, когда запасы нефти стали заметно уменьшаться, ее потребление стало увеличиваться, а стоимость топлива расти, проблема увеличения КПД бензиновых двигателей вновь обострилась, тем более, что их эффективный КПД колеблется около 30 %, несмотря на то, что процесс сгорания доведен до совершенства. Сейчас, когда исчерпаны почти все конструктивные способы увеличения КПД бензиновых двигателей, исследователи вновь вернулись к применению воды для повышения их КПД, о чем можно судить по количеству получаемых патентов за последние пять лет. Это не только впрыск воды, но и получение пара за счет использования теплоты продуктов сгорания и охлаждающей жид-

кости, а затем использования этого пара для получения работы [5–7].

Предлагается следующая гипотеза влияния впрыска воды на улучшение показателей бензинового двигателя.

При подаче в рабочее тело распыленной воды с определенными размерами капель в начале такта сжатия вода, являющаяся теплоносителем, нагревается до температуры кипения почти без испарения, что снижает температуру и давление рабочего тела. В результате происходит уменьшение работы сжатия. Далее при изохорном подводе теплоты к рабочему телу капли воды начинают быстро испаряться и превращаются в пар (рабочее тело). В результате увеличивается объем рабочего тела, а следовательно, и количество совершаемой работы при расширении. Это не исключает возможного образования радикалов и увеличения скорости горения смеси.

Увеличение работы расширения, несмотря на снижение максимальной температуры цикла, происходит не только из-за увеличения количества рабочего тела, но и вследствие изменения его состава. Увеличение количества рабочего тела за счет фазового перехода воды в парообразное состояние увеличивает работу цикла и способствует эффективному догоранию топлива за счет ее частичной диссоциации.

Изложенная гипотеза, касающаяся термодинамического цикла с изохорными подводом и отводом теплоты, может быть подтверждена как теоретически выполненными расчетами для этого цикла, так и экспериментальными результатами, полученными на бензиновом двигателе с подачей воды в рабочее тело. Для выполнения расчетов классическая математическая модель теоретического цикла Мазинга–Гриневецкого была дополнена опытными коэффициентами для расчета действительных циклов бензиновых двигателей. Эта доработанная модель позволила подтвердить предложенную гипотезу и дала возможность определить область ее научного и практического применения.

Теоретически капли распыленной воды определенного размера могут остаться в жидком состоянии до окончания процесса сжатия, не достигнув температуры кипения. Они могут испариться сразу или в процессе сжатия в зависимости от температуры и давления рабочего тела, температуры распыленной воды, размера и поверхности образовавшихся капель, коэффициента теплоотдачи и времени протекания цикла. Если капли испаряются до конца сжатия, то увеличивается работа сжатия рабочего тела, если они при сжатии нагреваются до температуры кипения без испарения, то произойдет снижение работы сжатия. При проведении расчетов теоретических

циклов принималось, что капли воды при сжатии нагреваются до температуры кипения (насыщения), которая определялась по давлению конца сжатия и таблицам термодинамических свойств насыщенного пара [8 и 9].

Сначала были проведены расчеты теоретических циклов без подачи воды в рабочее тело для определения изменения рабочих параметров в зависимости от давления p_a и температуры T_a в начале сжатия, а также степени сжатия ϵ , чтобы потом их можно было сравнить с параметрами и показателями, полученными при подаче воды. Отличительная особенность результатов выполненных расчетов от опубликованных [4] в том, что они получены с учетом измененных показателей политропы сжатия n_c и расширения n_p от T_a , p_a и ϵ . Здесь результаты расчетов показателей рабочих циклов без впрыска воды не приводятся.

Расчеты параметров рабочего цикла с впрыском воды были выполнены при степенях сжатия $\epsilon = 8, 10, 12$ и 14 для количества впрыснутой воды (в долях от количества поданного топлива) $g_{H_2O} = 0,0625; 0,125; 0,25; 0,375; 0,5; 0,75; 1,0$ и $1,25$ при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1$, коэффициента наполнения $\eta_V = 1$ при температуре начала сжатия $T_a = 293$ К. Было при-

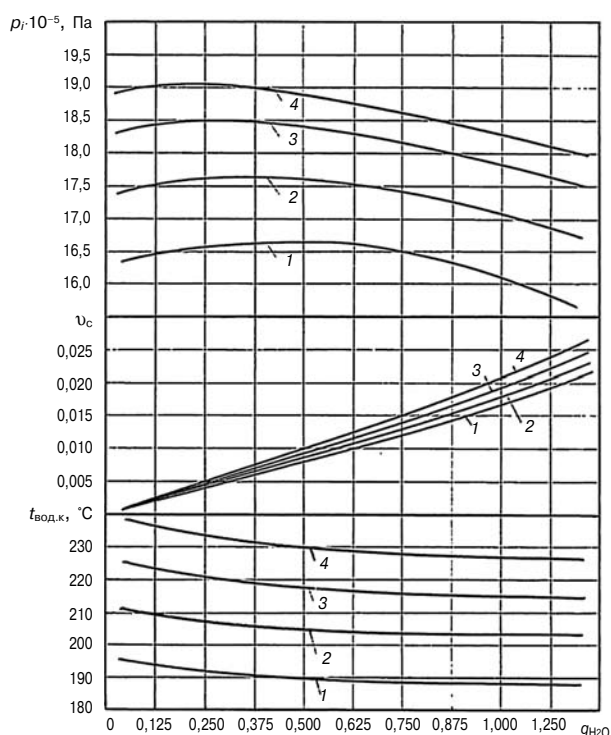


Рис. 1. Изменение температуры капель воды в конце сжатия $t_{вод.к.}$, доли теплоты, затраченной на нагрев воды v_c , среднего индикаторного давления цикла p_i в зависимости от количества выпрыснутой воды g_{H_2O} ($T_a = 293$ К, $\alpha = 1$, $\eta_V = 1$):

1 – $\epsilon = 8$; 2 – $\epsilon = 10$; 3 – $\epsilon = 12$; 4 – $\epsilon = 14$

нято, что размеры капель воды при распыливании должны быть такими, чтобы к концу сжатия они нагревались до температуры кипения $t_{\text{вод.к}}$ без испарения.

На рис. 1 показано, что чем выше степень сжатия ϵ , тем выше температура кипения воды $t_{\text{вод.к}}$ из-за более высокого давления конца сжатия p_c , а, следовательно, и выше доля теплоты, затраченной на нагрев воды при сжатии v_c . С увеличением количества подаваемой воды $g_{\text{H}_2\text{O}}$ температура T_c и давление p_c в конце сжатия уменьшаются при всех степенях сжатия ϵ (рис. 2), при этом $t_{\text{вод.к}}$ снижается, а v_c увеличивается. Показатель политропы сжатия n_c для больших степеней сжатия имеет большие значения при более высоких T_c . С увеличением $g_{\text{H}_2\text{O}}$ этот показатель значительно уменьшается вследствие отвода тепла на нагрев воды и снижения T_c .

Относительные потери теплоты при сжатии $q_{\text{сж}}$ получаются большими для более высоких степеней сжатия ϵ (рис. 3) из-за более высоких p_c и n_c . С увеличением $g_{\text{H}_2\text{O}}$ эти потери уменьшаются, так как значительно снижаются p_c , T_c и n_c .

Максимальная температура цикла T_z для более высоких степеней сжатия ϵ имеет и более высокие значения (рис. 4) благодаря более высокой температуре конца сжатия T_c . С увеличением ко-

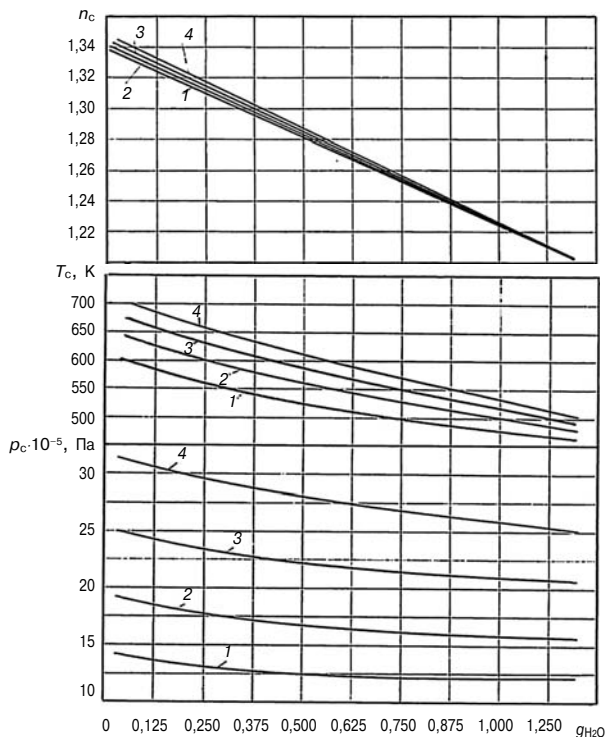


Рис. 2. Изменение давления p_c , температуры T_c в конце сжатия и политропы сжатия n_c в зависимости от относительного количества впрыснутой воды $g_{\text{H}_2\text{O}}$ ($T_a = 293 \text{ K}$, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — $\epsilon = 8$; 2 — $\epsilon = 10$; 3 — $\epsilon = 12$; 4 — $\epsilon = 14$

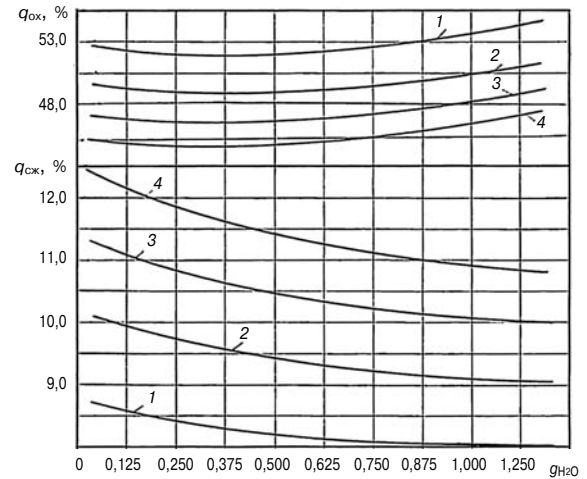


Рис. 3. Изменение долей потерь теплоты на сжатие $q_{\text{сж}}$ и охлаждения $q_{\text{ох}}$ в зависимости от доли впрыснутой воды $g_{\text{H}_2\text{O}}$ ($T_a = 293 \text{ K}$, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — $\epsilon = 8$; 2 — $\epsilon = 10$; 3 — $\epsilon = 12$; 4 — $\epsilon = 14$

личества подаваемой воды $g_{\text{H}_2\text{O}}$ максимальная температура цикла T_z при $\alpha = 1$ снижается значительно за счет отвода тепла при фазовом переходе воды в пар при $V = \text{const}$, а также за счет снижения температуры конца сжатия T_c . В то же время с ростом степени сжатия пропорционально возрастает максимальное давление цикла неза-

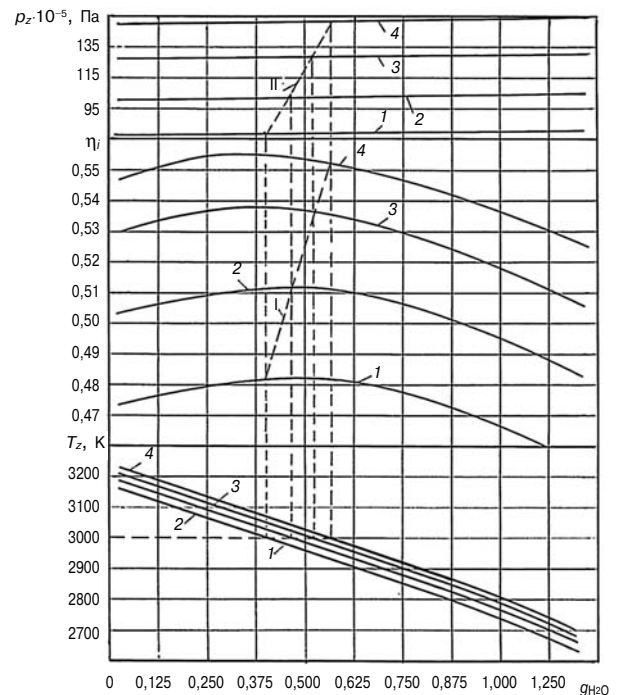


Рис. 4. Изменение максимальной температуры T_z , давления p_z и индикаторного КПД теоретического цикла η_i в зависимости от относительного количества впрыснутой воды $g_{\text{H}_2\text{O}}$ ($T_a = 293 \text{ K}$, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — $\epsilon = 8$; 2 — $\epsilon = 10$; 3 — $\epsilon = 12$; 4 — $\epsilon = 14$; I — изменение η_i при $T_z = \text{const}$; II — изменение p_z при $T_z = \text{const}$

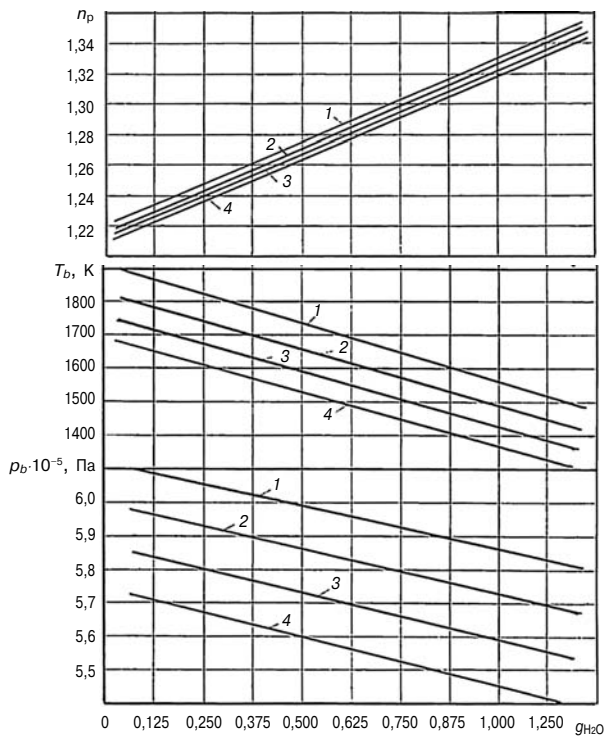


Рис. 5. Изменение давления p_b , температуры T_b в конце расширения, а также показателя адиабаты n_p в зависимости от относительного количества впрыснутой воды g_{H_2O} при различных степенях сжатия ($T_a = 293 \text{ K}$, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):
 1 — $\epsilon = 8$; 2 — $\epsilon = 10$; 3 — $\epsilon = 12$; 4 — $\epsilon = 14$

висимо от количества подаваемой воды g_{H_2O} из-за более высоких давлений конца сжатия p_c . С увеличением g_{H_2O} максимальное давление цикла p_c не снижается, а даже немного увеличивается, что связано с увеличением количества рабочего тела в связи с превращением воды в пар при $V = \text{const}$. При этом происходит изменение состава рабочего тела и его физических свойств, поскольку увеличение количества водяного пара приводит к увеличению теплоемкости и газовой постоянной смеси. Изменение состава рабочего тела и уменьшение T_c с увеличением g_{H_2O} приводит к значительному уменьшению температуры конца расширения T_b (рис. 5). Причем, с ростом степени сжатия ϵ температура конца расширения T_b снижается более интенсивно. Значение показателя политропы расширения n_p по мере увеличения g_{H_2O} возрастает вследствие изменения состава и свойств рабочего тела, причем более высокой степени сжатия соответствуют меньшие значения n_p . Давление конца расширения p_b зависит от p_c , n_p и степени расширения рабочего тела. Для более высоких ϵ значение p_b получается наименьшим из-за возрастания степени расширения рабочего тела. По мере увеличения g_{H_2O} давление конца расширения снижается почти линейно, в основном, благодаря увеличению n_p .

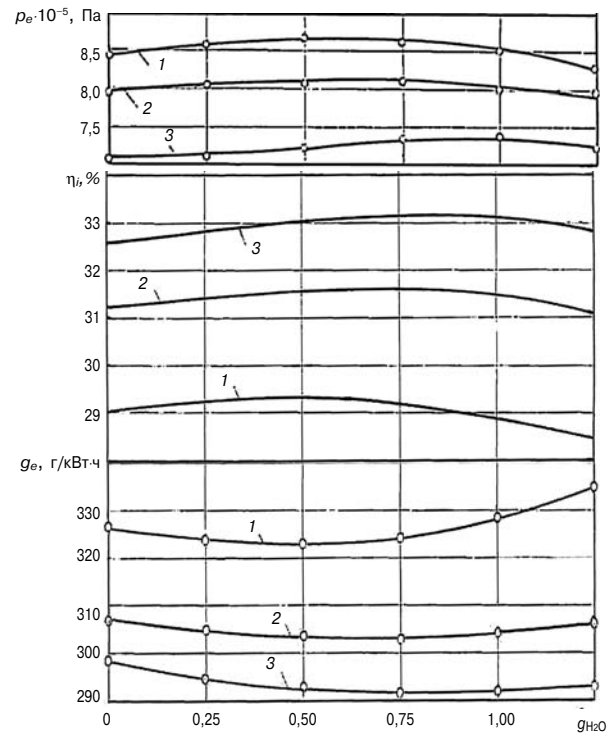


Рис. 6. Изменение удельного эффективного расхода топлива g_e , индикаторного η_i КПД, среднего эффективного давления p_e в зависимости от доли впрыснутой воды g_{H_2O} , при различных коэффициентах избытка воздуха α :
 1 — $\alpha = 0,93$; 2 — $\alpha = 1,0$; 3 — $\alpha = 1,08$; \circ — точки по экспериментальным данным [3], — — расчетные кривые

Также были выполнены расчеты η_i и p_i теоретических циклов при различных температурах подаваемой воды $T_{\text{вод}}$. Выяснилось, что увеличение $T_{\text{вод}}$ уменьшает долю отводимой теплоты v_c при сжатии, так как капли должны нагреваться только до температуры кипения, в противном случае увеличение количества рабочего тела произойдет уже в процессе сжатия, что повлияет на повышение $q_{\text{сж}}$. Уменьшение v_c приводит к увеличению доли потерь теплоты на сжатие $q_{\text{сж}}$, а, следовательно, к уменьшению КПД η_i и среднего индикаторного давления p_i теоретического рабочего цикла. Если температура подаваемой воды $T_{\text{вод}}$ окажется выше температуры начала сжатия $T_{\text{сж}}$, то может не произойти охлаждения рабочего тела в процессе сжатия, тогда $q_{\text{сж}}$ не изменится, а η_i и p_i изменятся на меньшую величину.

В результате проведенных расчетно-теоретических исследований установлено, что для теоретических циклов с изохорными подводом и отводом теплоты существует оптимальное количество воды, впрыснутой в рабочее тело в начале такта сжатия, при котором достигается максимальное значение индикаторного КПД η_i и среднее давление p_i . Величина оптимального относительного количества воды зависит от степени сжатия.

Для больших степеней сжатия оно располагается ближе к 0,375, а для меньших степеней ближе к 0,5.

Для экспериментального подтверждения предположений гипотезы и адекватности доработанной модели использовались экспериментальные данные, полученные на двигателе МЗМА-407 при различных количествах впрыснутой воды и различных коэффициентах избытка воздуха α [3]. Сравнительные результаты расчетов и экспериментальных данных приведены на рис. 6.

С увеличением количества впрыснутой воды g_{H_2O} в горючую смесь значение удельного эффективного расхода топлива g_e уменьшаются, а величины индикаторного КПД η_i повышаются при всех значениях $\alpha = 0,93; 1,0; 1,08$. При $g_{H_2O} > 0,75$ g_e начинает возрастать, а η_i соответственно убывать. Характер изменений кривых $q_e, \eta_i = f(g_{H_2O})$, в основном, определяется значениями максимальных температур T_z и давлений p_z газов, давлениями горючей смеси в конце сжатия p_c , коэффициентами использования теплоты ν_z в ВМТ, а также величинами показателей политроп сжатия n_c и расширения n_p . Несмотря на незначительное влияние процесса сгорания на продувку и наполнение цилиндров характер изменения кривых $q_e, \eta_i = f(g_{H_2O})$ хорошо согласуется с кривыми изме-

нения теоретического КПД термодинамического цикла с изохорными подводом и отводом теплоты. Разница заключается лишь в оптимальных значениях впрыснутой воды ($g_{H_2O} = 0,375-0,5$) для теоретического цикла и $g_{H_2O} = 0,5-0,75$ для действительного цикла. При достаточно пологом характере изменения индикаторного КПД такое расхождение может быть следствием как точности проведения экспериментов, так и расчетов.

Результаты проведенных исследований демонстрируют возможность увеличения КПД реальных циклов не только из-за увеличения количества совершаемой работы в результате добавления воды в рабочую смесь при одновременном снижении максимальной температуры сгорания, но и за счет повышения степени сжатия и увеличения коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1,15$, без увеличения октанового числа топлива.

По результатам выполненных исследований поданы шесть заявок на предполагаемые изобретения. Из них две заявки международные (PCT) и четыре национальные Российской Федерации (RU). По международным заявкам и по одной национальной получены экспертные заключения о том, что изобретения соответствуют критериям новизны, изобретательского уровня и промышленной применимости.

Литература

1. Ефремов П.К. К вопросу о дополнительном питании тепловых двигателей водой. — В кн.: Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков : 1977. — Т. 1. — С. 221–261.
2. Ефремов П.К. Работа двигателей внутреннего сгорания на бензозводных растворах. — В кн.: Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков : 1977. — Т. 1. — С. 262–265.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — 2-е изд., перераб. — М. : Машиностроение, 1981. 160 с.
4. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей: учебник для вузов. — М. : Машиностроение, 1969. 368 с.
5. Пат. 2033553 Российская Федерация, МПК6F02M25/022. Двигатель внутреннего сгорания [Текст] /Е.С. Шаньгин, В.А. Силантьев, Л.Н. Касимов [и др.]; Совместное российско-британское предприятие «Башкорт» — № 5036071/06; заявл. 19.02.92; опублик. 20.04.95, Бюл. № 11. — 1 с.: ил.
6. Пат. 2242628 Российская Федерация, МПК7F02G5/04. Способ работы и устройство комбинированного двигателя с газопаровым рабочим телом [Текст] /В.В. Ключай,

Г.А. Голубев, М.А. Миронычев, Х.И. Акчурин; ОАО «Заволжский моторный завод» и Акчурин Х.И. — № 2002132784/06; заявл. 5.12.2002; опублик. 20.12.2004, Бюл. № 35. — 3 с.: ил.

7. Пат. 2232913 Российская Федерация, МПК7F02G5/04, F01K23/14, F02B47/02, 75/10. Способ работы и устройство поршневого двигателя внутреннего сгорания с газопаровым рабочим телом [Текст] / Х.И. Акчурин, М.А. Миронычев, Г.А. Голубев, В.В. Ключай; ОАО «Заволжский моторный завод» и Акчурин Х.И. — № 2001133231/06; заявл. 6.12.2001; опублик. 20.07.2004, Бюл. № 20. — 7 с.: ил.

8. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). /Г.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 360 с.

9. Вукалович М.П., Риквин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. — М. : Издательство стандартов, 1969. — 408 с.

10. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др. — М. : Машиностроение, 1967. — 496 с.

11. Ховах М.С. и Маслов Г.С. Автомобильные двигатели. — М. : Машиностроение, 1971. — 456 с.

12. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 1973. — 200 с.