

**МИНИСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ИНСТИТУТ**

Кафедра: Автотракторные двигатели и транспортная экология

РЕФЕРАТ

по предмету «Теплотехника и двигатели внутреннего сгорания»

«Снижение шума двигателей»

Выполнила: сту-ка группы 154-11 Сервис Игамбердиева М.

Принял: Сидиков Ф.

Ташкент-2014

ПЛАН:

ВВЕДЕНИЕ

- 1. Виброизоляция (ВИ) и вибропоглощение (ВП).**
- 2. Звукоизоляция (ЗИ) и звукопоглощение (ЗП).**
- 3. Максимального снижения шума ДВС**
- 4. Акустический расчет ДВС включает в общем виде;**

ВВЕДЕНИЕ

• **Теоретические предпосылки.** Создание бесшумного двигателя невозможно, так же как невозможно построение вечного двигателя. Однако вполне законна постановка задачи о конструировании ДВС, обладающих минимально возможным акустическим излучением. Для практической реализации заданной задачи следует рассмотреть прежде всего использование для этих целей виброизоляции и вибропоглощения, звукоизоляции и звукопоглощения. Совокупность этих методов и средств при разумном их использовании приводит к снижению шума двигателя. При конструировании ДВС с целью снижения шума возможно и необходимо использовать также такую организацию конструкции и рабочих процессов ДВС, которые обеспечивали бы минимальное акустическое излучение.

1. Виброизоляция (ВИ) и вибропоглощение (ВП). Передача звуковой энергии от источника ее возникновения до элементов, которые ее излучают, происходит всегда через детали двигателя.

Средства, применяемые в ДВС для снижения уровня звуковой вибрации, могут воздействовать на количество излучаемой энергии двумя путями: во-первых, препятствуя распространению энергии колебательного движения по конструкции (виброизоляция), во-вторых, поглощая энергию колебательного движения на пути ее распространения (вибропоглощение). Колебательная энергия в звуковом диапазоне частот передается по элементам конструкции в виде упругих продольных, изгибных и сдвиговых волн. В диапазоне рабочих нагрузок, характерных для элемент ДВС, деформация пропорциональна действующим напряжениям (линейность процесса деформации). Свойства волн и их характеристики при распространении по простейшим элементам машиностроительных конструкций (стержням, пластинам) при различных способах закрепления достаточно полно описаны в литературных источниках. Остановимся здесь лишь на определении механического сопротивления конструкции (импеданса). В ДВС и его агрегатах очень широко распространено возбуждение конструкции силой, приложенной в точке, по линии или по поверхности. В такого рода задачах искомой величиной часто является мощность, передаваемая от источника возбуждения в конструкцию и распространяющаяся по ней в виде вибрации. Величина колебательной мощности, воспринимаемая конструкцией, зависит от ее механического сопротивления по отношению к возбуждающему усилию.

Обычно механическое сопротивление (импеданс) конструкции на частоте ω равно

$$Z_m = i[\omega m - K_F / \omega] + R_F$$

Здесь принято, что возбуждаемая силой F вовлеченная в колебательный процесс конструкция массой m вследствие инерционности противодействует возбуждению силой ωm (инерционное сопротивление). Одновременно возбуждаемая конструкция обладает упругостью K_F и соответствующим упругим сопротивлением. Кроме того, конструкция обладает способностью поглощать энергию колебаний; в этом случае сила противодействия прямопропорциональна ωR_F (активное механическое сопротивление).

Вещественная часть механического сопротивления представляет собой активное механическое сопротивление, а мнимая - инерционное и упругое.

Следует отметить, что мощность W , передаваемая источником в возбуждаемую конструкцию, определяется средним во времени значением вектора Fa (вектор Умова)

$$W = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) a dt$$

Если сила F — гармоническая, то $W = F^2 (\cos \varphi / 2)$, где F — амплитудное значение силы; φ — сдвиг фаз между возбуждающей силой F и колебательной скоростью точки приложения силы.

Из определений и простейших соотношений и очевидно, что под влиянием активной составляющей механического сопротивления снижаются колебательная энергия, поступающая от источника в возбуждаемую конструкцию, и сила, которая ее возбуждает.

Отметим лишь, что величина W тем меньше, чем φ ближе к $\pm \pi/2$. Равенство $\varphi = \pm \pi/2$ возможно при $R=0$, т. е. при полном отсутствии поглощения энергии колебаний в возбуждаемой механической системе, что практически невозможно.

При анализе виброизолирующих свойств конструкции ДВС, т. е. при изучении распространения по нему вибрации, его принято рассматривать как совокупность соединенных между собой в особом порядке пластин и стержней.

Наиболее широко распространено определение виброизоляции соединения какого-либо препятствия в виде

$$VI = 10 \lg \frac{W_{\text{пад}}}{W_{\text{прош}}}$$

где $W_{\text{пад}}$ — падающая энергия; $W_{\text{прош}}$ — прошедшая энергия.

Для монохроматической упругой волны, используя коэффициент прохождения упругой волны $t = W_{\text{прош}} / W_{\text{пад}}$, можно получить

$$VI = 10 \lg \frac{1}{t}$$

Вибропоглощение в колебательных системах принято характеризовать с помощью коэффициента потерь энергии $\eta = \omega R / c$. При действии гармонической силы в простейшей колебательной системе с массой m , жесткостью c и внутренними потерями R за полупериод будет рассеяна энергия

$$W_0 = 0,5 \pi^2 c \eta$$

Если учесть, что максимальная потенциальная энергия системы $W_{\Pi} = ca^2/2$, то коэффициент потерь $\eta = W_0 / (\pi W_{\Pi})$.

Напомним также, что декремент затухания колебаний $d = W_0 / W_{\Pi} = \pi \eta$ т. е. представляет собой отношение энергии, поглощаемой в системе, к максимальному значению потенциальной энергии в системе.

Обычно на резонансе системы величина колебательного смещения обратно пропорциональна коэффициенту потерь. Вне резонанса эти величины мало зависят одна от другой. Конструкция будет обладать большими вибропоглощающими свойствами, если для ее изготовления использовать материал с большим внутренним трением или применять специальные покрытия, обладающие более высоким коэффициентом потерь.

Для одновременной характеристики двух качеств материала — прочности и способности поглощать энергию колебаний — применяют комплексный модуль Юнга $E = E_0 (1 + i\eta)$.

2. Звукоизоляция (ЗИ) и звукопоглощение (ЗП). Под звукоизоляцией понимается снижение уровня звука (шума), поступающего к приемнику, вследствие отражения звуковых волн от препятствий на пути передачи. Звукоизолирующий эффект возникает всегда при прохождении звуковой волны через границу раздела двух разных сред. Чем больше энергия отражения волн, тем меньше энергия прошедших и, следовательно, тем больше звукоизолирующая способность границы раздела сред. Чем большая часть звуковой энергии поглощается преградой, тем больше ее звукопоглощающая способность. Характеристиками звукоизолирующей способности преграды служат разности уровней L_0 и L_1 по обе стороны от бесконечной преграды и $ЗИ = L_0 - L_1 = 20 \lg(p_0/p_1)$. Величина ЗИ при нормальном падении звука определяется только массой единицы поверхности пластины и не зависит от других характеристик звукоизолирующей преграды. Эту зависимость

называют законом массы:

$$ЗИ = 20 \lg(\omega n / \rho c).$$

3. Максимального снижения шума ДВС можно добиться лишь в том случае, если в процессе разработки двигателя (его конструкции и рабочего процесса) будут приняты соответствующие этому решения.

Применение различных экранов, капотов и капсул связано со значительными дополнительными затратами как в производстве, так и в эксплуатации, а в ряде случаев и с ухудшением топливной экономичности. Поэтому они, безусловно, более целесообразны в том случае, если конструкция двигателя соответствует оптимальным акустическим показателям и обеспечивает минимальное акустическое излучение.

Термодинамические циклы, осуществляемые в ПДВС, включают процесс сжатия, который определяет предельный по минимуму акустического излучения спектр силы давления газов. Если для определенности дальнейших сравнений принять ширину спектра до частоты, соответствующей спектральной плотности 10 МПа•с, то ширина импульса силы (Гц) при прокручивании будет численно равна четверти частоты вращения вала. Эта ширина спектра является минимальной, и любое нарушение формы импульса, связанное с подводом теплоты к рабочему телу, будет приводить к расширению спектра действующей силы, что можно оценить степень расширения спектра ρ :

$$\rho = \Delta f_c / \Delta f_{np} = 4 \Delta f_c / n.$$

Любое расширение спектра действующей силы всегда связано с увеличением шума при сгорании. Из множества законов подвода теплоты к РТ рациональными будут те, которые удовлетворяют условию $\rho \rightarrow \min$. Такая совокупность законов подвода теплоты существует всегда. Поиск такого множества применительно к дизелю с полусферической камерой сгорания в поршне показал, что возможно осуществление рабочих циклов с примерно одинаковой экономичностью, но с существенно различными уровнями шума при сгорании:

L_w , дБА	105	100	95
g_i	130...131	131...132	132...133

При разработке ПДВС очень часто возникает необходимость расчетных оценок спектров индикаторной диаграммы, передаточной функции и на этой основе акустической мощности, излучаемой двигателем. Такие оценки называют *акустическим расчетом двигателя*. Расчетным путем можно получить все основные составляющие акустического баланса двигателя. Естественно, при этом используются некие идеализированные представления о механизме возникновения акустического излучения. Например, шум при процессе сгорания является следствием воздействия импульсов давления в цилиндре на механическую колебательную систему, которой является конструкция его корпусных элементов.

4. Акустический расчет ДВС включает в общем виде;

- расчет уровней и спектров индикаторных диаграмм на основе моделирования рабочих процессов или возмущающего фактора;
- определение обобщенной акустической частной характеристики двигателя или звукопроводящей структуры;
- расчет уровней и спектров акустической мощности по составляющим акустического баланса двигателя.

Моделирование рабочего цикла может быть реализовано пошаговым определением его параметров по углу поворота коленчатого вала или с использованием аналитических функций, описывающих различные участки индикаторной диаграммы (сжатие, сгорание, расширение).

При моделировании передаточной функции наиболее общие ее закономерности могут быть определены при представлении рассматриваемого двигателя эквивалентной цилиндрической оболочкой, имеющей массу, площадь наружных поверхностей, длину, коэффициент Пуассона, модуль Юнга и плотность материала такие же, как у рассматриваемого двигателя. Искомая функция представляет собой отношение звуковой мощности акустического излучения к квадрату силы давления газов.

В ряде случаев вместо цилиндрической оболочки принимают совокупность оболочек, каждая из которых эквивалентна самостоятельной колебательной системе, например картеру и блоку. При таком подходе достаточно точно описывается передаточная функция двигателя, которая представляется суммой передаточных функций элементов блок-картера. При проведении акустических расчетов и составлении эквивалентных расчетных схем необходимы сведения о некоторых характеристиках двигателя, в частности таких, как поверхности, длины, массы, физические константы. Чаще всего для определения геометрических параметров и физических констант, ими определяемых, используются проектные решения.

Иногда для этих целей применяют статистические данные. Существует достаточно большое количество работ, где приводятся статистические зависимости массы от $N_e, i, D, k = S/D, n, E$.

Сложнее решается вопрос с нахождением такой физической константы, как коэффициент потерь. С целью его определения были проведены многочисленные опыты, которые дали зависимость, приведенную на рис. 1

Отметим здесь, что полученные данные свидетельствуют о решающем влиянии на коэффициент потерь конструкционного трения между сопряженными элементами конструкции двигателя и малой зависимости его от величины внутренних потерь в материале.

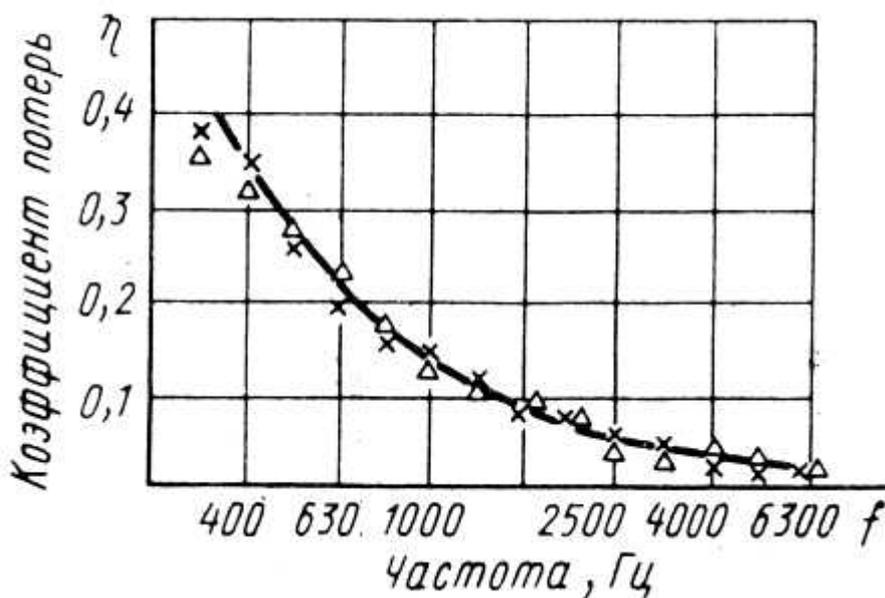


Рис. 1 Зависимость коэффициента потерь в конструкции двигателя от частоты: x — двигатель 4Ч 7,6/8 (ВАЗ-341); Δ — двигатель 4Ч 8,2/7 (АЗЛК); - - - - аппроксимирующая кривая

Принципиально методически одинаково решаются задачи при аналитических оценках шума, возникающего при механических ударах в кривошипно-шатунном и газораспределительном механизмах, работе топливоподающей системы в дизелях.

На рис. 2 представлены спектры индикаторных диаграмм, которые были получены на двигателях с различным смесеобразованием и при различных известных способах воздействия на рабочий процесс. При широкой вариации способов организации рабочего

процесса ширина спектров меняется в пределах 2...6 октав. Это очень широкий диапазон. В дизелях спектры индикаторных диаграмм шире, чем в карбюраторных двигателях. Тенденция повышения степени сжатия в бензиновых двигателях увеличивает ширину спектра и шум при сгорании. Опыт показывает, что конвертирование дизелей на газовое топливо является мощным средством снижения шума при сгорании.

Применение природного сжатого газа в качестве топлива в дизеле КамАЗ (рис. 3) позволило получить рабочий процесс с индикаторной диаграммой, спектр которой на три октавы уже, чем аналогичный спектр при традиционном рабочем процессе. Общий шум двигателя при этом снизился на 6...10 дБА практически на всех скоростных и нагрузочных режимах (рис. 4, 5). Это показывает, что методы организации рабочего процесса с использованием традиционных способов смесеобразования в сочетании с рабочими процессами на газовом топливе предоставляют широкие возможности для обеспечения норм по шуму в перспективных ДВС при высокой топливной экономичности и выполнении требований по токсическим характеристикам.

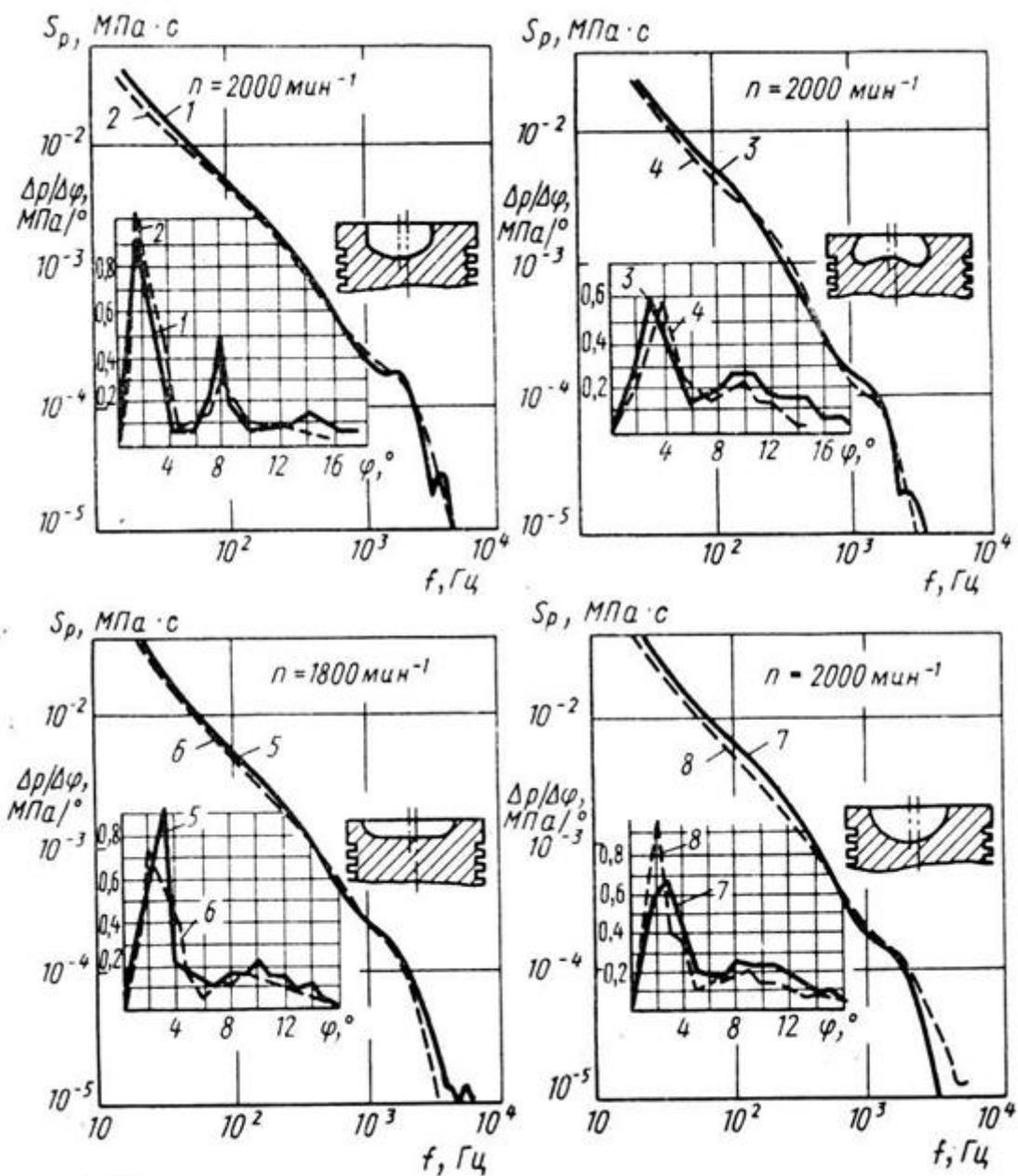


Рис. 2. Спектры индикаторных диаграмм дизеля с различными камерами сгорания: 1 - $P_e = 0,675$ МПа; 2 - $P_e = 0,411$ МПа; 3 - $P_e = 0,532$ МПа; 4 - $P_e = 0,372$ МПа; 5 - $P_e = 0,601$

МПа; 6 - $P_e = 0,412$ МПа; 7 - $P_e = 0,548$ МПа; 8 - $P_e = 0,385$ МПа

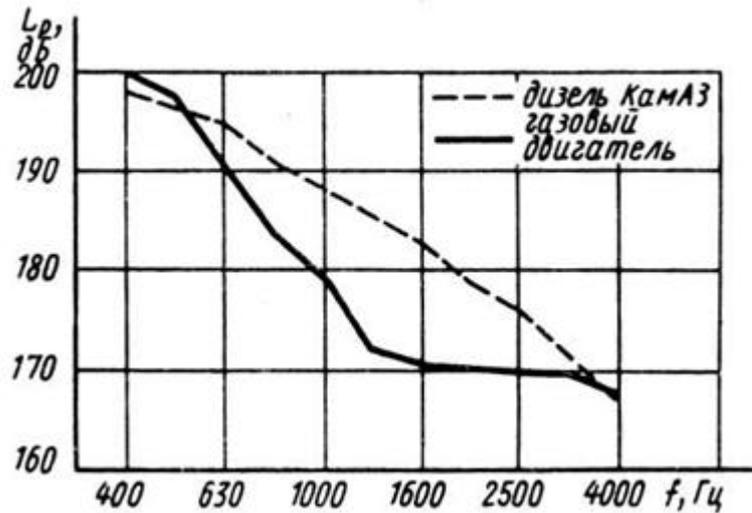


Рис. 3. Спектры индикаторных диаграмм двигателей КамАЗ при $n = 2200$ мин⁻¹

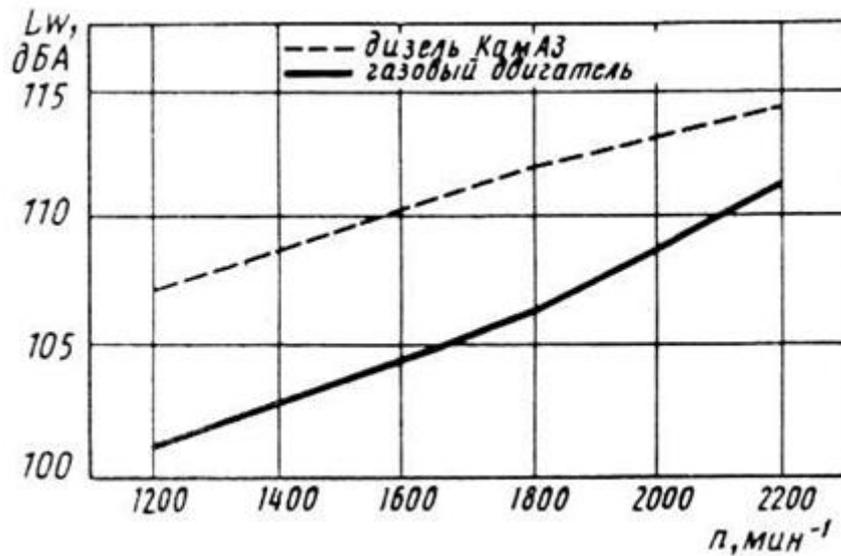


Рис. 4. Общие уровни звуковой мощности двигателя КамАЗ

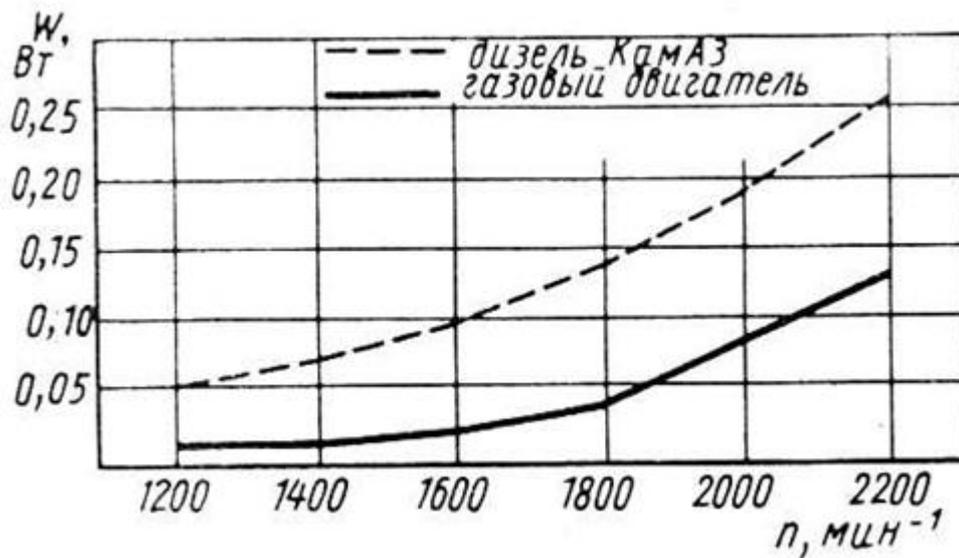


Рис. 5. Акустическая мощность двигателей КамАЗ

ЛИТЕРАТУРА:

1. http://abc.vvsu.ru/Books/l_rabprocess/page0034.asp
2. Луканин В.Н и др. ДВС В 3 кн. учеб – М.: Высшая школа 1995-368, 319, 256с
3. Кадилов С.К. и Никитин С.Е. Автомобильные и тракторные двигатели:
4. Туревский И.С. Теория двигателя – М.: Высшая школа 2005-238с.
5. Дьяченко В.Г. Теория двигателя внутреннего сгорания – Харьков: ХНАДУ, 2009-500 с.