

Министерство образования Российской Федерации

Владимирский государственный университет

А.А. ГАВРИЛОВ, М.С. ИГНАТОВ, В.В. ЭФРОС

РАСЧЕТ ЦИКЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Владимир 2003

УДК 621. 43. 052

P24

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор
заведующий кафедрой Э-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана
Н.А. Иващенко

Доктор технических наук, профессор
Российского университета дружбы народов
В.М. Фомин

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Гаврилов А.А., Игнатов М.С., Эфрос В.В.

P24 Расчет циклов поршневых двигателей: Учеб. пособие / Владим.
гос. ун–т. Владимир, 2003. 124 с.
ISBN 5-89368-392-7

Настоящее пособие написано при поддержке Федеральной целевой программы «Интеграция» в рамках Учебно-научного центра «Физика нестационарных процессов» и гранта ТОО-13.0-1171 Министерства образования РФ.

Изложены методы расчета циклов и нагрузок, действующих в кривошипно-шатунном механизме поршневых четырехтактных двигателей внутреннего сгорания, а также нестационарных процессов в их системах с использованием современных математических моделей и программ.

Предназначено для студентов дневной и заочной форм обучения по специальностям 101200 – двигатели внутреннего сгорания, 150200 автомобили и автомобильное хозяйство и 230100 – эксплуатация и обслуживание транспортных и технологических машин и оборудования (по отраслям) при выполнении ими практических занятий, курсового и дипломного проектов по двигателям внутреннего сгорания.

Табл. 33. Ил. 9. Библиогр.: 12 назв.

УДК 621. 43. 052

ISBN 5-89368-392-7

© Владимирский государственный
университет, 2003

ПРЕДИСЛОВИЕ

Более чем 100-летняя история развития поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) характеризуется непрерывным совершенствованием их конструкции и повышением показателей. При этом в последние 2...3 десятилетия это развитие следует оценивать как ускоренное, что обусловлено использованием достижений высоких технологий в различных отраслях, связанных с двигателестроением (электронное управление, мехатроника, триботехника, химмотология, материаловедение, технология обработки и др). Ускоряющее воздействие на совершенствование основных показателей ДВС, прежде всего экологических и экономических, оказали национальные законодательные стандарты как действующие, так и намечаемые на близкую и отдаленную перспективы. Все это в итоге привело к необходимости качественного ускорения проектирования и освоения в производстве новых двигателей. Сегодняшние рекордные сроки – 12 месяцев от получения технического задания на проектирование до начала серийного выпуска нового двигателя – 10...15 лет назад вообще нельзя было представить в качестве реально возможных. Однако это осуществлено и определяющая роль, наряду с другими факторами, здесь принадлежит современным методам математического моделирования и расчетов циклов (процессов) ДВС и соответственно нагрузок, действующих на основные детали. При этом то, что в недалеком прошлом могло быть оценено лишь в результате трудоемких экспериментов (например, температуры и деформации основных, в том числе подвижных деталей), сегодня успешно определяется по результатам расчетов. В конечном итоге задача состоит в том, чтобы на стадии проектирования, т.е. до изготовления реального образца ДВС, можно было быстро и достоверно прогнозировать показатели вновь создаваемой модели.

Приведенные в пособии расчеты циклов ДВС, базирующиеся на методике В.И. Гриневецкого - Е.К. Мазинга, сопровождаются числовыми примерами и справочными материалами по современным двигателям. Рассмотрены методы выполнения расчетов циклов с применением соответствующих математических моделей и программ. Изложена методика расчета на ЭВМ нагрузок, действующих в кривошипно-шатунном механизме. Такое построение книги позволяет студенту самому оценить возможность использования того или иного метода для интересующих его целей.

1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1.1. АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Совокупность процессов, протекающих в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания при преобразовании химической энергии топлива в тепловую, а затем в механическую работу, принято называть **циклом**. Степень совершенства каждого из этих процессов в конечном итоге определяет степень совершенства двигателя, в том числе возможный уровень его форсирования, экономические и экологические показатели, надежность и т.д. Цикл состоит из процессов впуска свежего заряда, сжатия, смесеобразования, воспламенения и сгорания, расширения и выпуска отработавших газов из цилиндра. Не менее значимыми являются также процессы пуска, фильтрации воздуха, топлива и моторного масла, топливоподачи, нейтрализации отработавших газов, охлаждения и другие. Процессы в цилиндрах происходят в условиях неустановившегося теплообмена между газами и стенками внутрицилиндрового пространства. Очередной цикл совершается с новой порцией рабочего тела, состав, свойства и состояние которого меняются в каждом процессе. Перемещение массы рабочего тела сопровождается трением, местными гидравлическими сопротивлениями и другими явлениями, вызывающими потери теплоты. Вследствие этого процессы являются необратимыми и нестационарными, т.е. переменными по времени и в пространстве.

Даже с помощью современной исследовательской аппаратуры полное представление о процессах, протекающих в ДВС, не может быть получено. Соответственно описание их с помощью математических методов является очень сложной задачей. Получившее распространение математическое моделирование процессов в ДВС предполагает определенную степень их идеализации, т.е. принятия ряда допущений, позволяющих использовать закономерности и уравнения термодинамики, газодинамики и других прикладных наук. Вследствие этого широкое использование получили расчетно-экспериментальные методы исследования процессов в двигателях.

Наиболее информативным источником для исследования процессов, происходящих в цилиндре двигателя, является зависимость изменения давления рабочего тела за цикл, называемая **индикаторной диаграммой**, анализ которой является эффективным средством оценки протекания процессов в цилиндре реального двигателя.

Для удобства анализа цикла индикаторная диаграмма, схема которой в координатах $p-V$ приведена на рис. 1.1 применительно к двигателю с воспламенением от сжатия (дизелю), разделяется на такты и процессы. Цикл осуществляется за четыре хода поршня от верхней (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ), которые соответствуют тактам впуска $r_0 - a_0$, сжатия $a_0 - c$, расширения $c - z - b_0$ и выпуска $b_0 - r_0$. Кривая $b - b'$ соответствует давлению в цилиндре при закрытом до НМТ выпускном клапане. На диаграмме отмечены характерные точки:

b, r – моменты открытия и закрытия выпускного клапана;

u, a – моменты открытия и закрытия впускного клапана;

θ – момент начала подачи топлива в цилиндр или искры в бензиновом двигателе;

z – момент достижения максимального давления газа;

f – условный момент окончания сгорания.

Цикл четырехтактного двигателя разделяется на процессы:

$a - c'$ – сжатия;

$\theta - c' - z - f$ смесеобразования и сгорания;

$z - b$ – расширения;

$b - r$ – выпуска;

$u - a$ – впуска.

Изменение давления рабочего тела в процессе сжатия зависит от величины степени сжатия, подогрева заряда от стенок цилиндра в начале и отвода теплоты в стенки в конце сжатия, интенсивности турбулентного движения и многих других факторов. Кроме того, в процессе сжатия в цилиндр двигателя может впрыскиваться жидкое топливо и часть теплоты затрачивается на его испарение.

В процессах смесеобразования и сгорания состав, физические свойства и параметры рабочего тела изменяются. Имеет место интенсивный теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндрического пространства. Наличие турбулентности, утечки и другие факторы существенно услож-

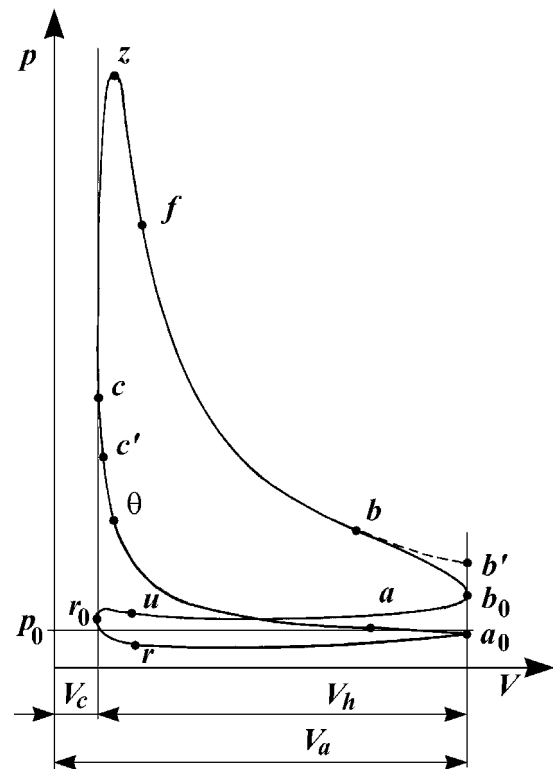


Рис. 1.1. Схема индикаторной диаграммы

няют картину протекания этих процессов за очень малый промежуток времени (0,001...0,0001 с).

Процесс расширения вначале происходит при подводе теплоты от сгорающего топлива, а затем во второй его половине при отводе части ее в стенки цилиндра. Дополнительное снижение давления в конце такта расширения происходит в результате начала выпуска рабочего тела (отработавших газов).

Процессы выпуска и впуска являются еще более сложными, так как они протекают при переменном количестве рабочего тела в цилиндрах двигателя.

Вследствие отмеченных особенностей индикаторный цикл преобразования теплоты в механическую работу, в частности диаграмму изменения давления газов в цилиндре, можно смоделировать только с определенной степенью приближения. При этом степень искажения истинного характера явлений вследствие принятых допущений должна обеспечивать получение результатов расчета, удовлетворяющих целям исследования, поставленным на данном этапе. Глубина и полнота описания процессов в поршневых двигателях с помощью химических, термодинамических, газодинамических и других физических уравнений определяется как уровнем знаний характера явлений, имеющих место в цилиндрах, трубопроводах, топливной аппаратуре и других системах двигателя, так и возможностью решения полученных систем уравнений. В зависимости от методов определения параметров процессов циклы разделяют на реальные (действительные) и теоретические. Последние в зависимости от степени приближения к циклу реального двигателя подразделяются:

- на обратимые термодинамические циклы;
- циклы, состоящие из необратимых термодинамических процессов;
- циклы нестационарных процессов в ДВС, в которых учитывается изменение параметров по времени и в пространстве.

Показателям (работе, КПД и др.) присваиваются индексы: t – в обратимых циклах; i – в реальных двигателях и циклах, состоящих из необратимых процессов.

1.2. ОБРАТИМЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

Наиболее простой метод описания процессов преобразования в цилиндре теплоты в механическую работу предполагает замену реального цикла обратимым термодинамическим. На рис. 1.2 пунктирной линией по-

казана схема индикаторной диаграммы процессов сжатия, сгорания и расширения реального дизеля и наложенный на нее теоретический цикл (сплошная линия). При совмещении принято:

- параметры рабочего тела в начале сжатия одинаковы;
- количества подведенной теплоты в теоретическом цикле и выделившейся в цилиндре реального дизеля при сгорании впрыснутого топлива равны;
- максимальные давления в теоретическом и реальном циклах совпадают.

Полученный термодинамический цикл является замкнутым, состоящим из обратимых процессов, совершаемых неизменным количеством рабочего тела (идеального газа) с постоянной теплоемкостью. Сжатие ($a - c$) и расширение ($z' - b$) происходят по адиабатам. Процессы смешобразования и сгорания заменяются термодинамическими процессами подвода теплоты от внешнего источника по изохоре $c - z$ и по изобаре $z - z'$ (так называемый цикл со смешанным подводом теплоты), в частном случае по одному из них. Процессы выпуска и впуска заменяются отводом теплоты только по изохоре $b - a$ или по изохоре и изобаре.

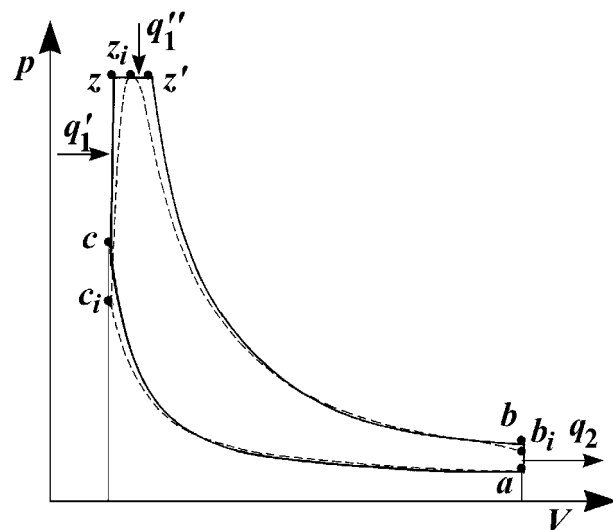


Рис. 1.2. Сравнение цикла дизеля и обратимого термодинамического цикла с подводом теплоты по изохоре и изобаре

Сравнение диаграмм показывает, что наблюдаемое сходство циклов позволяет использовать теоретический цикл для исследования реальных процессов с учетом допустимых отклонений. В то же время необходимо отметить различия между ними. В начале сжатия кривая давления в реальном процессе вследствие подвода теплоты к рабочему телу выше, чем в теоретическом, а затем из-за отвода теплоты в стенки цилиндра – ниже, т.е. в действительном процессе сжатия изменение давления протекает более полого. Так как к моменту достижения максимального давления в цилиндре дизеля топливо впрыснуто еще не полностью, то при расширении происходит его активное догорание и кривая изменения давления приближа-

ется к адиабате $z' - b$, а затем может пересечь ее. С момента открытия выпускного клапана давление снижается в большей степени вследствие уменьшения количества рабочего тела в цилиндре (точка b_i). Работа (площадь индикаторной диаграммы) за период тактов сжатия и расширения в реальном цикле (индикаторная работа L_i) меньше теоретической L_t .

Термический КПД преобразования теплоты в механическую работу в цикле с подводом теплоты вначале по изохоре, а затем по изобаре подсчитывается по уравнению

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]},$$

а удельная работа (отнесенная к рабочему объему цилиндра V_h) или среднее теоретическое давление цикла

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \left[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}} \right],$$

где $\varepsilon = V_a / V_c$ – степень сжатия; отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия;

$\lambda = p_z / p_c$ – степень повышения давления при изохорном подводе теплоты;

$\rho = V_{z'} / V_c$ – степень предварительного расширения при подводе теплоты по изобаре;

k – показатель адиабаты;

p_a – давление рабочего тела в начале сжатия.

Если теплота подводится только по изохоре (рис. 1.3), что более близко к реальному циклу двигателя с принудительным воспламенением смеси (пунктирная линия), то $\rho=1$ и тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$$

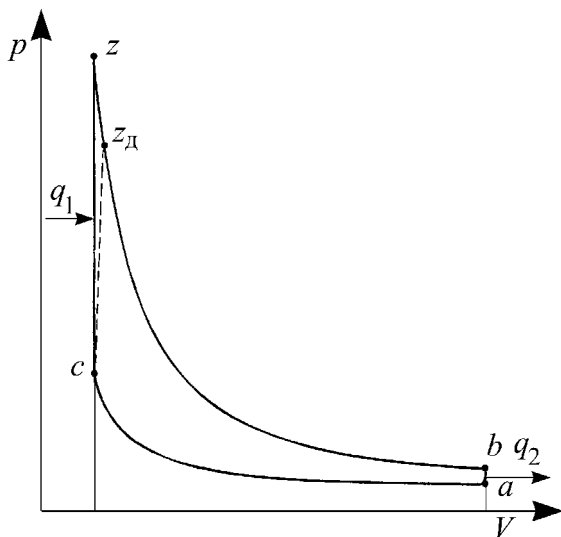


Рис. 1.3. Обратимый термодинамический цикл с подводом теплоты по изохоре

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^k (\lambda - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right).$$

Для цикла с подводом теплоты при постоянном давлении (рис. 1.4), по изобаре, когда $\lambda=1$:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)},$$

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \left[k(\rho - 1) - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}} \right].$$

Двигатель с турбонаддувом – это объединение поршневого двигателя и агрегата наддува (**турбокомпрессора**). Последний представляет собой соединенные в одном корпусе турбину, работающую от энергии отработавших газов поршневого двигателя, и компрессора, подающего сжатый воздух в цилиндры. В теоретическом цикле поршневого двигателя (рис. 1.5.) к рабочему телу подводится удельная теплота q_1 и отводится в изохорном процессе q_2 . В теоретическом цикле турбокомпрессора подводится теплота q_3 и отводится q_4 по изобаре. Кроме того, после сжатия газа в компрессоре может отводиться теплота q_5 (охлаждение наддувочного воздуха). Различным способам турбонаддува соответствуют разные способы подвода теплоты q_3 в теоретических циклах турбокомпрессора:

- с импульсным характером изменения давления газа перед турбиной – цикл с подводом теплоты $q_3=q_2$ по изохоре $a-b$ (рис.1.5,а);
- с постоянным давлением газа перед турбиной – цикл с подводом теплоты q_3 по изобаре $a-g$ (рис.1.5,б);
- с переменным давлением газа перед турбиной – цикл со смешанным подводом теплоты (рис.1.5,в).

Термический КПД цикла двигателя со смешанным подводом теплоты q_1 с турбонаддувом без охлаждения наддувочного воздуха определяется по уравнениям:

- только поршневой части

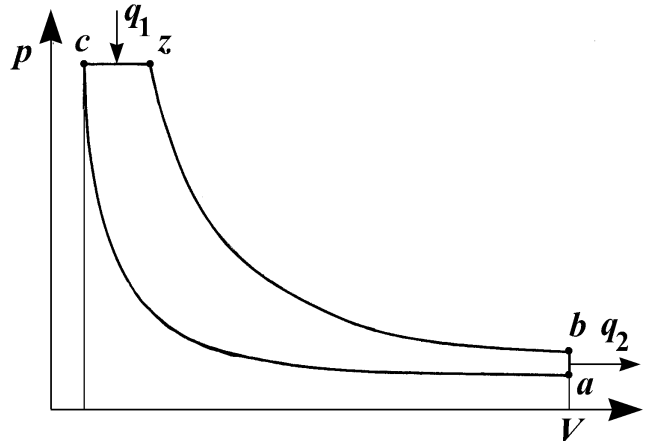


Рис. 1.4. Обратимый термодинамический цикл с подводом теплоты по изобаре

$$\eta_{t\Pi} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \left(\pi_k\right)^{\frac{k-1}{k}} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]},$$

где $\pi_k = p_k/p_0$ – степень повышения давления в компрессоре;
– всего цикла (рис. 1.5,в)

$$\eta_{tH} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - \lambda_T [1 + k(\rho_T - 1)]}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]},$$

где $\lambda_T = p_b/p_{bT}$; $\rho_T = V_g/V_a$.

Термический КПД теоретического цикла поршневого двигателя с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха (рис. 1.5,а) в обобщенном виде:

$$\eta_{tH} = 1 - \frac{k \left[\rho\lambda^{1/k} - \omega + \pi_k^{\frac{k-1}{k}} (\omega - 1) \right]}{\varepsilon^{k-1} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]};$$

$$\omega = \frac{1}{1 - \sigma \left(1 - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right)}; \quad \sigma = \frac{T_a - T_k}{T_k - T_e},$$

где ω – степень уменьшения объема наддувочного воздуха; σ – степень охлаждения наддувочного воздуха.

Анализ обратимых термодинамических циклов, к параметрам которых необходимо стремиться при организации реальных циклов, позволяет:

- оценить влияние степени сжатия ε , степени повышения давления λ и степени предварительного расширения ρ на КПД цикла и среднее давление цикла;
- установить возможные наибольшие значения индикаторных показателей η_i и p_i двигателей без наддува и с наддувом;

оценить уровень необратимости процессов в реальных двигателях и наметить пути совершенствования этих процессов с целью снижения потерь теплоты.

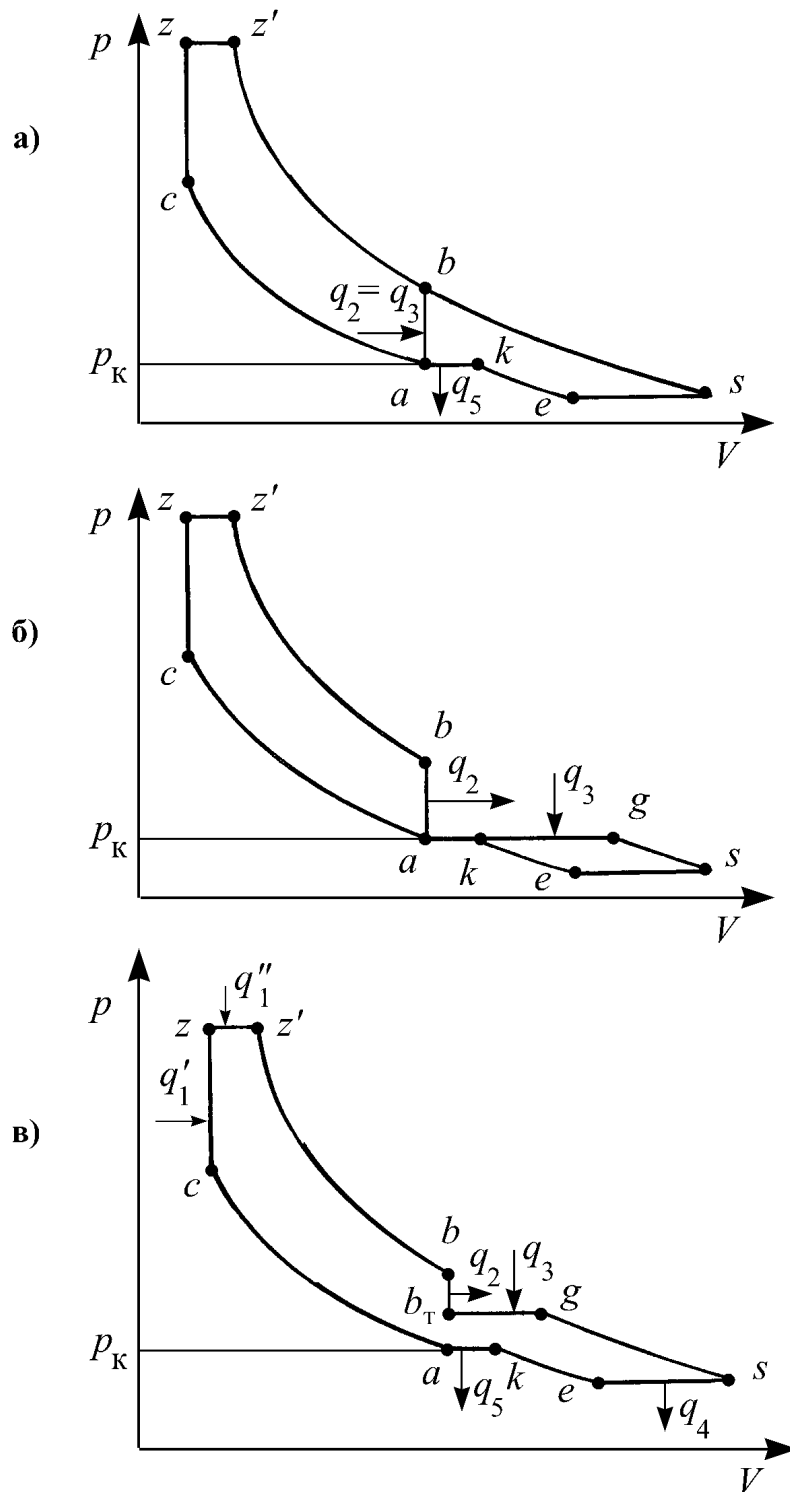


Рис. 1.5. Обратимые термодинамические циклы поршневого двигателя с турбонаддувом

1.3. Циклы, состоящие из необратимых термодинамических процессов

При расчете циклов, состоящих из необратимых термодинамических процессов, используются опытные данные и коэффициенты, а также соответствующие эмпирические зависимости. Наиболее распространенным методом расчета цикла при таком подходе является метод В.И. Гриневецкого - Е.К. Мазинга. Он предполагает следующие допущения и отличия от обратимых термодинамических циклов:

- цикл разомкнутый;
- рабочее тело – реальный газ, состав и свойства которого в течение цикла изменяются;
- параметры рабочего тела в начале сжатия принимаются с учетом экспериментальных данных;
- сжатие и расширение описываются политропами с постоянными показателями;
- количество подведенной теплоты определяется решением уравнения баланса энергии: свежего заряда, продуктов сгорания и выделившейся при сжигании топлива;
- несовпадение индикаторной работы с теоретической учитывается с помощью коэффициента полноты индикаторной диаграммы.

Расчеты необратимых термодинамических циклов по указанному методу, изложенные во втором разделе, оказывают большую помощь в изучении процессов, происходящих в реальных ДВС. Они являются базовыми для разработки математических моделей нестационарных процессов, существенно приближающих расчетные диаграммы давления газов в цилиндрах двигателя к действительным. Именно поэтому освоение аналитических методов исследования процессов в ДВС целесообразно начинать с расчетов необратимых термодинамических циклов, которые выполняются с использованием калькулятора. Вариантные расчеты рекомендуется осуществлять на ЭВМ по программам, реализующим указанный метод.

1.4. Циклы нестационарных процессов в ДВС

Применение для описания циклов превращения теплоты в механическую работу в цилиндрах ДВС нестационарных процессов может обеспечивать наибольшее приближение теоретических процессов к реальным.

В этом случае параметры, характеризующие протекание процессов не только в цилиндрах, но и смежных системах двигателя, рассматриваются переменными по времени, а в случае необходимости и в пространстве.

Для описания процессов используются уравнения термодинамики, газодинамики, химической кинетики и других разделов прикладных наук. Степень приближения обычно ограничивается сложностью как математической модели, так и разрешимостью используемых систем уравнений. Формированию математических моделей предшествуют разработка расчетной схемы и обоснование принимаемых допущений, обеспечивающих получение наибольшей достоверности результатов расчетных исследований. Сложность модели существенно зависит от числа координат (пространственных и временной), по которым рассматривается изменение параметров в моделируемых процессах.

Наиболее простыми из них являются математические модели нестационарных процессов, учитывающие изменение параметров только в функции времени. Полученные системы решаются квазистационарным методом. Вариант использования такой модели для расчета процессов в цилиндрах и смежных системах ДВС рассмотрен в третьем разделе.

2. РАСЧЕТ ЦИКЛОВ НЕОБРАТИМЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При выполнении расчета цикла необходимо учитывать назначение двигателя, условия его эксплуатации, требования к экологичности и другие факторы.

Цель расчета цикла (теплого расчета) – определить наиболее предпочтительные соотношения между основными параметрами двигателя: эффективной мощностью N_e , частотой вращения коленчатого вала n , средним эффективным давлением p_e и рабочим объемом цилиндров iV_h .

$$N_e = p_e i V_h n / (30\tau),$$

где τ – тактность двигателя; i – количество цилиндров.

Современные массово выпускаемые двигатели с принудительным воспламенением смеси имеют частоту вращения при номинальной мощности до 6000 мин⁻¹ и выше; дизели автомобильные – 2500...5000 мин⁻¹, тракторные – 1700...2500 мин⁻¹.

Для определения p_e используется уравнение

$$p_e = \frac{1}{R} \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{p_k}{T_k} \eta_v \eta_M,$$

где R – газовая постоянная; H_u – низшая теплота сгорания топлива; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; η_i – индикаторный КПД; α – коэффициент избытка воздуха; p_k – давление на впуске (давление наддува); T_k – температура на впуске; η_v – коэффициент наполнения; η_M – механический КПД. Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_e / \eta_M$$

вычисляется после выполнения термодинамических расчетов процессов сжатия, сгорания и расширения.

Конечной целью расчетов является определение основных геометрических размеров цилиндра двигателя. Расчет разомкнутых термодинамических циклов принято начинать с определения параметров рабочего тела к началу такта сжатия (окончанию такта впуска).

2.2. ТОПЛИВА, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ДВС

Рабочим телом в ДВС является газ, состав которого и его физико-химические свойства меняются в течение цикла. Состав продуктов сгорания, их тепловая энергия, превращаемая в цилиндре в механическую работу, зависят от вида сжигаемого топлива, которое существенно влияет на конструкцию двигателя, протекание термодинамических процессов, экономические и экологические показатели, а также условий эксплуатации транспортных средств.

В поршневых двигателях в основном применяются следующие топлива:

- жидкие (бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, спирт, растительные масла и др.);
- газообразные (природные и сжиженные углеводородные газы, водород, генераторный газ и др.).

Автомобильные бензины получают путем прямой перегонки и крекинг-процесса нефти. Их основные показатели приведены в прил. 1.

Дизельные топлива для двигателей с воспламенением от сжатия выпускаются следующих марок: Л – летнее (выше 0 °С); З – зимнее (до температуры -30 °С); А – арктическое (до температуры -50 °С); ДЛЭ и ДЗЭ – дизельные летнее и зимнее экспортные; ДЗп-15/-25 и ДАп-35/-45 – с депрессорными присадками; ДЛЭЧ-В, ДЛЭЧ, ДЗЭЧ – экологически чистые; ДЭК-Л, ДЭК-З, ДЭКп-Л, ДЭКп-З (до -15 °С), ДЭКп-З (до -20 °С) – с улучшенными экологическими свойствами (городские). Основные характеристики дизельных топлив приведены в прил. 2.

Из газообразных топлив для автомобильных двигателей выпускаются сжатый природный газ (СПГ) и сжиженные нефтяные газы (СНГ) марок: ПБА – пропан-бутан автомобильный; ПА – пропан автомобильный; ЭПА – этан-пропан автомобильный. Основные показатели газообразных топлив приведены в прил. 3.

Элементарный состав жидких топлив (бензина и дизельного топлива) выражается в долях единицы массы

$$C + H + O = 1,$$

где С, Н, О – массовые доли углерода, водорода и кислорода в одном килограмме топлива (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Состав жидких топлив

Топливо	С	Н	О
Бензин	0,855	0,145	–
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

Для газообразных топлив элементарный состав выражается в объемных долях

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1,$$

где C_n , H_m , O_r – объемные доли каждого газа, входящего в 1 м^3 или в 1 кмоль газообразного топлива; N_2 – объемная доля азота (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Средний состав газообразных топлив

Топливо	Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Тяжелые углеводороды C_nH_m	Водород H_2	Оксид углерода CO	CO_2	N_2
СПГ	0,900	0,0296	0,0017	0,0055	0,0042	0,0028	–	0,0047	0,0515
ПБА	–	–	0,5	0,5	–	–	–	–	–
ПА	0,04	–	0,9	0,06	–	–	–	–	–
ЭПА	–	0,09	0,85	0,06	–	–	–	–	–

Задание.

Рассчитать цикл четырехтактного двигателя жидкостного охлаждения мощностью 50 кВт при 4000 мин⁻¹.

Для сравнения эффективных показателей двигателя, работающих на различных топливах, численные примеры расчетов по одному заданию приведены для трех вариантов:

- бензинового (Б);
- дизеля (Д);
- газового (Г).

Примеры расчетов

1. Параметры окружающей среды принимаются в соответствии с ГОСТами [8,9]:

- давление окружающей среды $p_o = 0,10 \text{ МПа}$ (750 мм рт. ст.);
- температура $T_o = 298 \text{ К}$ ($t_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$).

2. Выбираем для двигателя топливо:

Б) Бензин АИ-92 (прил. 1);

Д) Дизельное топливо ДЛЭ4 и ДЗЭ4 (прил. 2);

Г) Природный газ (прил. 3).

2.3. ПАРАМЕТРЫ СВЕЖЕГО ЗАРЯДА

2.3.1. Теоретически необходимое количество воздуха

Тепловая энергия в цилиндрах двигателя образуется в результате химических реакций при сгорании топлива. Для их осуществления необходимо приготовить смесь топлива с окислителем. В ДВС в качестве окислителя используется атмосферный воздух. Полное сгорание массовой или объемной единицы топлива требует вполне определенного количества воздуха, которое называется *теоретически необходимым*. Оно вычисляется по элементарному составу топлива

Для жидких топлив

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right)$$

или

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right),$$

где l_0 – теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания 1 кг топлива, (кг возд. / кг топл.); L_0 – теоретически необходимое количество воздуха в киломолях для сгорания 1 кг топлива, (кмоль возд. / кг топл.); 0,23 – массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха; 0,208 – объемное содержание кислорода в 1 кмолье воздуха.

$$l_0 = \mu_B L_0,$$

где $\mu_B = 28,96$ кг/кмоль — масса 1 кмолье воздуха.

Для газообразных топлив

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r,$$

где L_0 – теоретически необходимое количество воздуха в молях или кубических метрах для сгорания 1 моля или 1 м³ топлива (моль возд. / моль топл. или м³ возд./м³ топл.)

3. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива

$$\text{Б) } l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 - 0 \right) =$$

$$= 14,956 \frac{\text{КГ ВОЗД.}}{\text{КГ ТОПЛ.}};$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - 0 \right) =$$

$$= 0,517 \frac{\text{КМОЛЬ ВОЗД.}}{\text{КГ ТОПЛ.}};$$

$$\text{Д) } l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) =$$

$$= 14,452 \frac{\text{КГ ВОЗД.}}{\text{КГ ТОПЛ.}};$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) =$$

$$= 0,499 \frac{\text{КМОЛЬ ВОЗД.}}{\text{КГ ТОПЛ.}};$$

$$\text{Г) } L_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r = \frac{1}{0,208} \left(1 + \frac{4}{4} \right) C H_4 +$$

$$+ \left(2 + \frac{6}{4} \right) C_2 H_6 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) C_3 H_8 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) C_4 H_{10} + \left(6 + \frac{6}{4} \right) C_6 H_6 +$$

$$+ \left(\frac{2}{4} + 1 - \frac{1}{2} \right) (H_2 + CO) = \frac{1}{0,208} (2 \cdot 0,9 + 3,5 \cdot 0,0296 + 5 \cdot 0,0017 +$$

$$+ 6,5 \cdot 0,0055 + 7,5 \cdot 0,0042 + 1 \cdot 0,0028) =$$

$$= 9,5296 \frac{\text{М}^3 \text{ВОЗД.}}{\text{М}^3 \text{ТОПЛ.}} \left(\frac{\text{КМОЛЬ ВОЗД.}}{\text{КМОЛЬ ТОПЛ.}} \right).$$

2.3.2. Коэффициент избытка воздуха

В зависимости от типа смесеобразования, условий сгорания топлива, способа регулирования мощности, режима работы двигателя и других факторов количество воздуха, приходящееся на каждую массовую или объем-

ную единицу топлива, может быть больше, равно или меньше теоретически необходимого для полного сгорания топлива.

Отношение действительного количества воздуха l_d (или L_d), участвующего в сгорании 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха l_0 (или L_0) называется **коэффициентом избытка воздуха**:

$$\alpha = \frac{l_d}{l_0} = \frac{L_d}{L_0}.$$

При испытаниях ДВС коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{G_B}{G_T l_0},$$

где G_B , G_T – часовые расходы воздуха и топлива, кг/ч.

Для воспламенения топливовоздушной смеси от искры существуют концентрационные пределы (табл. 2.3).

При расчете цикла среднее значение коэффициента избытка воздуха выбирают, как правило, для режима номинальной мощности, устанавливаемой заводом-изготовителем на основе статистических данных, полученных при испытаниях различных двигателей (табл. 2.4).

В бензиновых двигателях при составе свежего заряда, соответствующем $\alpha=1,05\dots1,15$ (обедненная смесь), имеет место наиболее полное сгорание топлива и соответственно наибольшая экономичность двигателя. Максимальная литровая мощность развивается при $\alpha=0,80\dots0,85$ (богатая смесь), так как скорость сгорания такой топливовоздушной смеси наибольшая. Однако работа двигателя при таких значениях α сопровождается значительной неполнотой сгорания и повышенным расходом топлива. В отработавших газах (ОГ) существенно повышается содержание углеводородов СН, оксида углерода СО. В то же время оксидов азота NO_x образуется меньше (рис. 2.1,а).

С целью повышения экономичности двигателя на номинальной мощности принимают $\alpha=0,95\dots0,98$. Основной же целью применения обедненных смесей $\alpha > 1,15$ является снижение содержания в **отработавших газах**

Таблица 2.3

Концентрационные пределы распространения пламени в двигателях с принудительным воспламенением

Топливо	Верхний	Нижний
	α_{\min}	α_{\max}
Бензин	0,40	1,3
Метан	0,78	1,5
Водород	0,22	4,0

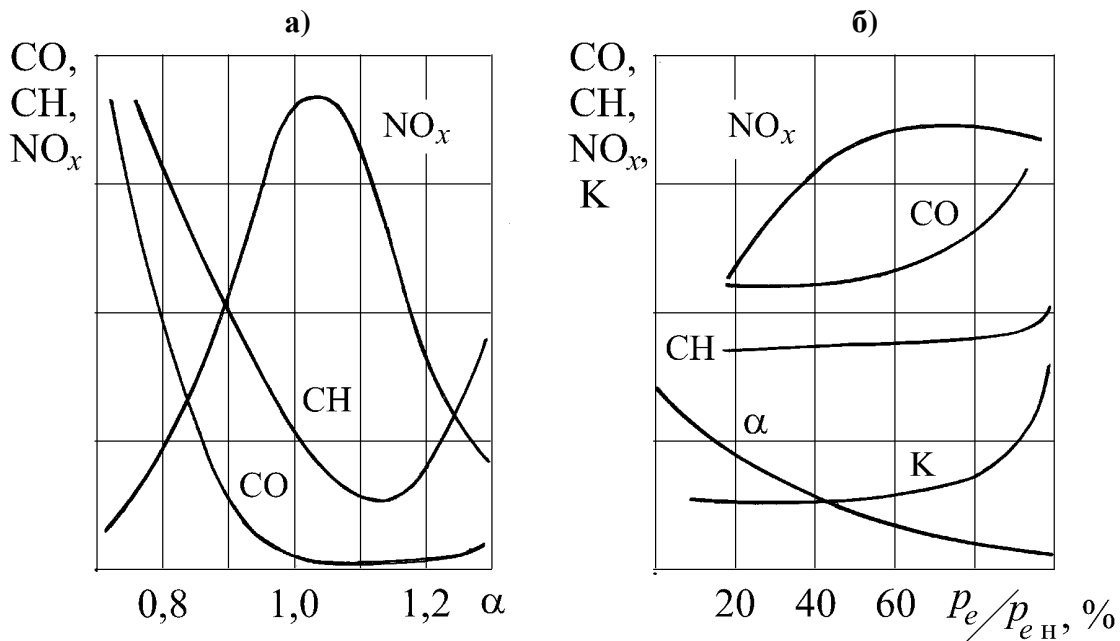


Рис. 2.1. Зависимость содержания в ОГ токсичных веществ CH, CO, NO_x: а – от α (бензиновые двигатели); б – от нагрузки (дизель); К – показатель дымности

Таблица 2.4

Статистические значения коэффициента избытка воздуха на $N_e \max$.

Факторы, влияющие на значение α	α
1. Бензиновые двигатели	
– карбюраторные:	0,80...0,98
– с впрыском топлива:	
центральным	0,85...1,05
распределенным	0,90...1,10
непосредственным	0,90...1,30
– с форкамерно-факельным зажиганием	0,85...0,98
2. Дизели	
– с неразделенными камерами:	
объемное смесеобразование	1,50...1,70
плёночное	1,50...1,60
– с разделенными камерами:	
предкамерные	1,40...1,50
вихрекамерные	1,30...1,45
– с наддувом	1,50...2,20
3. Газовые двигатели	0,85...1,20

вредных выбросов. Принятие более высоких значений коэффициента избытка воздуха (до 1,3 и выше) возможно в двигателях с впрыском бензина при турбулизации заряда и других способах интенсификации смесеобразования.

В двигателях с воспламенением от сжатия нижнее значение коэффициента избытка воздуха ограничивается пределом дымления. Оно зависит от типа смесеобразования, степени совершенства рабочего процесса и других факторов. В дизелях с неразделенными камерами сгорания значения α на номинальном режиме обычно принимают не ниже 1,5, при разделенных – не ниже 1,3. При значениях α , применяемых в дизелях, содержание в ОГ выбросов СО и СН меньше, чем в бензиновых двигателях, а оксидов азота NO_x больше вследствие высоких значений максимального давления цикла p_z . Зависимости содержания токсичных веществ в ОГ от нагрузки приведены на рис. 2.1,б.

4. Выбор коэффициента избытка воздуха

Б) На бензиновых двигателях легковых автомобилей с впрыском топлива коэффициент избытка воздуха находится в пределах $\alpha = 0,85...1,05$. С целью получения приемлемой экономичности и снижения в отработавших газах содержания оксидов азота NO_x принимаем $\alpha = 0,96$.

Д) На проектируемом дизеле предусматриваем объемно-пленочное смесеобразование в неразделенной камере сгорания. С учетом этого принимаем $\alpha = 1,5$.

Г) Для обеспечения надежного воспламенения смеси от искры при использовании углеводородного топлива и полноты сгорания принимаем $\alpha = 1,05$.

2.3.3. Количество свежего заряда

Свежий заряд в бензиновых двигателях (карбюраторных и с впрыском топлива во впускную систему) состоит из воздуха и испарившегося топлива (**горючая смесь**). Так как расчет сгорания топлива удобнее выполнять для количества рабочего тела, выраженного в киломолях, то количество горючей смеси (кмоль св. зар./ кг топл.) вычисляется по уравнению

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T,$$

где m_T – молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль.

Для бензина $m_T = 110 \dots 120$.

Для дизельного топлива $m_T = 180 \dots 220$.

При расчете количества свежего заряда (воздуха) в двигателях с воспламенением от сжатия (дизелях) величиной $1/m_T$ пренебрегают

$$M_1 = \alpha L_0.$$

Если количество свежего заряда определяется в массовых единицах (кг св. зар./кг топл.), то для любого вида топлива

$$M_1 = \alpha l_0 + 1.$$

5. Количество свежего заряда

Б) $M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T$. Принимаем молекулярную массу паров топлива (бензина) $m_T = 115$ кг/кмоль.

$$M_1 = 0,96 \cdot 0,517 + 1/115 = 0,505 \frac{\text{кмоль св. зар.}}{\text{кг топл.}}$$

$$\text{Д) } M_1 = \alpha L_0 = 1,5 \cdot 0,499 = 0,7485 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кг топл}}$$

$$\text{Г) } M_1 = \alpha L_0 = 1,05 \cdot 9,5296 = 10,006 \frac{\text{м}^3 \text{ возд.}}{\text{м}^3 \text{ топл.}} \left(\frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кмоль топл.}} \right).$$

2.4. ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕЙ СМЕСИ В КОНЦЕ ВПУСКА

При впуске свежий заряд (горючая смесь) смешивается с продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла (остаточными газами).

Смесь свежего заряда и продуктов сгорания называется **рабочей смесью**.

Параметры рабочей смеси, поступившей в цилиндр, (масса M , температура T , давление p) зависят:

- от степени сжатия;
- подогрева свежего заряда на впуске ΔT от нагретых деталей двигателя;
- параметров остаточных газов (p_r, T_r, M_r);
- гидравлических сопротивлений на впуске и выпуске;

- наличия продувки надпоршневого объема при перекрытии клапанов;
- плотности заряда перед впускными клапанами, для повышения которой используются газодинамические явления и агрегаты наддува, а также многих других факторов.

2.4.1. Давление рабочей смеси

Давление в конце впуска p_a – основной фактор, определяющий количество рабочего тела, поступившего в цилиндр двигателя. Оно зависит от давления на впуске (перед впускным трубопроводом) p_k и потерь давления вследствие сопротивлений во впускной системе Δp_a ,

$$p_a = p_k - \Delta p_a.$$

В двигателях без наддува давление на впуске принимается равным давлению окружающей среды

$$p_k = p_o.$$

При наддуве оно равно давлению после компрессора (нагнетателя) агрегата наддува

$$p_k = \pi_k p_o,$$

где π_k – степень повышения давления при наддуве. В зависимости от степени повышения давления различают наддув:

- низкий $\pi_k \leq 1,7$;
- средний $1,7 < \pi_k \leq 2,5$;
- высокий $\pi_k > 2,5$.

При выборе π_k руководствуются следующими соображениями:

- получение необходимой литровой мощности;
- повышение экономичности и экологичности двигателя;
- нагрузки на детали и узлы двигателя должны обеспечивать его надежную работу.

Потери давления на впуске могут определяться по уравнению [7]

$$\Delta p_a = (\beta^2 - \xi_a) (W_{вп}^2 / 2) \rho_k \cdot 10^{-6},$$

β – коэффициент затухания скорости; ξ_a – коэффициент сопротивления; $W_{вп}$ – средняя скорость движения заряда; ρ_k – плотность заряда на впуске.

Параметры β , ξ_a , $W_{вп}$ относят к наиболее узкому сечению впускного тракта. По опытным данным для номинального режима

$$(\beta^2 + \xi_a) = 2,5 \dots 4,0 \text{ и } W_{\text{вп}} = 50 \dots 130 \text{ м/с.}$$

При расчетах используется также эмпирическое уравнение

$$p_a = \xi_{\text{вп}} p_k,$$

где $\xi_{\text{вп}}$ – коэффициент, учитывающий суммарные потери давления при впуске (коэффициент сопротивления впускной системы). Принимается по опытным данным, для четырехтактных двигателей:

- без наддува бензиновые $\xi_{\text{вп}} = 0,80 \dots 0,90$; газовые $\xi_{\text{вп}} = 0,75 \dots 0,85$; дизели $\xi_{\text{вп}} = 0,82 \dots 0,97$;
- с наддувом $\xi_{\text{вп}} = -0,90 \dots 0,98$.

6. Давление в конце впуска:

Б) Учитывая отсутствие карбюратора, принимаем $\xi_{\text{вп}} = 0,87$

$$p_a = \xi_{\text{вп}} p_0 = 0,87 \cdot 0,10 = 0,087 \text{ МПа.}$$

Д) Учитывая наличие тангенциального канала для создания вихревого движения заряда в цилиндре, принимаем $\xi_{\text{вп}} = 0,89$

$$p_a = \xi_{\text{вп}} p_0 = 0,89 \cdot 0,10 = 0,089 \text{ МПа.}$$

Г) Принимаем среднее значение коэффициента сопротивления впускной системы $\xi_{\text{вп}} = 0,80$:

$$p_a = \xi_{\text{вп}} p_0 = 0,80 \cdot 0,10 = 0,080 \text{ МПа.}$$

2.4.2. Степень сжатия

В цилиндре двигателя различают:

- объем камеры сгорания V_c – объем над поршнем при положении его в ВМТ;
- рабочий объем V_h – объем, освобождаемый поршнем при перемещении его от ВМТ к НМТ;
- полный объем $V_a = V_h + V_c$.

Отношение $\varepsilon = V_a/V_c$ называется **степенью сжатия**. Верхний предел ε ограничивается свойствами топлива, составом горючей смеси, конструкцией камеры сжатия, условиями теплообмена и образования токсичных веществ (в первую очередь оксидов азота NO_x), величиной нагрузок в кривошипно-шатунном механизме и другими факторами. Практика двигателестроения показывает, что увеличение ε выше этого предела малоэффективно.

В бензиновых двигателях главным фактором, ограничивающим величину степени сжатия, является детонационное свойство топлива, которое характеризуется октановым числом (табл. 2.5).

Более высоких значений степени сжатия для выбранного сорта топлива в бензиновых двигателях можно добиться:

- выбором рациональных формы камеры сжатия и расположения свечи;
- уменьшением размеров цилиндров;
- применением для изготовления поршней и головок цилиндров материалов с более высокой теплопроводностью;
- интенсификацией отвода теплоты через систему охлаждения;
- совершенствованием системы зажигания;
- применением богатой горючей смеси с $\alpha < 0,85$.

Предельные значения степени сжатия для дизелей и газовых двигателей приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.5

Связь степени сжатия и октанового числа

Октановое число	Степень сжатия	
	Нижний предел	Верхний предел
66...72	5,5	6,5
73...76	6,6	7,0
77...80	7,1	7,5
81...90	7,6	8,5
91...100	8,6	9,5
свыше 100	9,6	12,5

Таблица 2.6

Степени сжатия в дизелях и газовых двигателях

Тип двигателя	Конструктивные особенности		Нижний предел	Верхний предел
Дизель	Без наддува	Неразделенные камеры сгорания	15	22
		Вихрекамерные	16	21
		Предкамерные	16,5	22
	С наддувом		11	17
Газовый двигатель			6	10

Нижний предел имеет определяющее значение в двигателях с воспламенением от сжатия, где ϵ обеспечивает температуру рабочего тела в цилиндре достаточную для воспламенения впрыснутого топлива, в конце такта сжатия.

Повышение степени сжатия от нижнего предела обеспечивает более мягкую работу дизеля, так как сокращает период задержки воспламенения смеси при одновременном улучшении пусковых качеств.

Для дизелей с малыми размерами цилиндра и с разделенными камерами сгорания принимаются более высокие значения ϵ .

7. Выбор степени сжатия

Б) В соответствии с выбранным топливом – бензин АИ-92, применением на двигателе жидкостного охлаждения, сферической камеры сгорания и центрального расположения свечи принимаем $\epsilon = 8,8$.

Д) Для дизеля без наддува с неразделенной камерой сгорания и объемным смесеобразованием, с учетом обеспечения требуемых пусковых качеств принимаем $\epsilon = 16,5$.

Г) С учетом использования в качестве топлива сжатого природного газа и с целью повышения показателей двигателя принимаем $\epsilon = 9$.

2.4.3. Подогрев свежего заряда на впуске

Температура свежего заряда перед поступлением в цилиндр без наддува $T_K = T_0$, с наддувом она равна температуре заряда после компрессора

$$T_K = T_0 \pi_K^{(n_K - 1)/n_K} - \Delta T_{\text{ОНВ}},$$

где n_K – показатель политропы сжатия в компрессоре, принимается в зависимости от типа нагнетателя:

- объемный $n_K = 1,55 \dots 1,75$;
- центробежный $n_K = 1,40 \dots 2,0$;

$\Delta T_{\text{ОНВ}}$ – понижение температуры заряда в охладителе надувочного воздуха.

Если при расчете имеются технические данные компрессора, который предполагается устанавливать на двигателе, то

$$T_K = T_0 \left(1 + \frac{\pi_K^{(k-1)/k}}{\eta_{\text{К ад}}} \right),$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты; $\eta_{\text{К ад}}$ – адиабатный КПД компрессора.

В современных компрессорах агрегатов наддува $\eta_{\text{К ад}}$ находится в пределах:

- центробежные $0,68 \dots 0,74$;

– объемные 0,66...0,76.

В процессе впуска свежий заряд подогревается от остаточных газов, горячих поверхностей впускного тракта и цилиндра. Величина подогрева ΔT зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, наличия специальных устройств для подогрева свежего заряда, быстроходности, наддува и других факторов. Увеличение ΔT приводит к уменьшению плотности заряда. В то же время в бензиновых двигателях улучшается испарение топлива.

При расчетах величина подогрева свежего заряда ΔT принимается на основании опытных данных (табл. 2.7).

При воздушном охлаждении двигателя принимаются несколько бóльшие значения ΔT .

Таблица 2.7

Значения ΔT

Тип двигателя	ΔT
Бензиновый и газовый	0...20
Дизель без наддува	10...40
Дизель с наддувом	0...10

8. Величина подогрева свежего заряда

Б) С учетом жидкостного охлаждения и наличия устройства для подогрева свежего заряда принимаем $\Delta T = 5^\circ$.

Д) Так как трубопроводы на дизеле предполагается устанавливать с одной стороны, то принимаем значение $\Delta T = 10^\circ$.

Г) Учитывая газообразное состояние топлива, принимаем $\Delta T = 2^\circ$.

2.4.4. Параметры остаточных газов

Перед началом впуска в цилиндры свежего заряда в объеме V_c камеры сжатия всегда находятся остаточные газы (продукты сгорания от предыдущего цикла). Их количество M_r , давление p_r и температура T_r зависят от сопротивлений впускного и выпускного трактов, быстроходности, наличия и параметров наддува, нагрузки двигателя, количества и расположения клапанов, фаз газораспределения и других факторов.

Ввиду сложности и значительной погрешности аналитические методы определения параметров p_r и T_r не получили распространения.

Давление p_r определяется по эмпирической зависимости:

- для двигателей с выпуском газов в атмосферу $p_r = \xi_{\text{вып}} p_o$,
- для двигателей с турбонаддувом $p_r = \xi_{\text{вып}} p_k$,

Таблица 2.8

Коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вып}}$

Тип двигателя	$\xi_{\text{вып}}$
Бензиновый и газовый	1,02...1,20
Дизель без наддува	1,05...1,25
Дизель с механическим наддувом	1,06...1,28
Дизель с турбонаддувом	0,85...0,95

Таблица 2.9

Температура остаточных газов

Тип двигателя	T_r, K
Бензиновый	900...1100
Дизель без наддува	600...900
Дизель с наддувом	600...900
Газовый	750...1000

где p_o, p_k – давления, соответственно атмосферное и после компрессора при наддуве; $\xi_{\text{вып}}$ – коэффициент, учитывающий сопротивление выпускного тракта в зависимости от его конструкции и режимных факторов. Ориентировочные значения его приведены в табл. 2.8.

Значения $\xi_{\text{вып}}$ повышаются с увеличением быстроходности двигателя и сужения продолжительности открытия клапанов.

Температура остаточных газов T_r оказывает незначительное влияние на наполнение цилиндров свежим зарядом и принимается на основании опытных данных (табл. 2.9.).

Количество остаточных газов принято оценивать с помощью **коэффициента остаточных газов γ_r** , представляющего собой отношение массы остаточных газов M_r к массе свежего заряда:

$$\gamma_r = M_r / M_1 .$$

Для расчета коэффициента используется уравнение

$$\gamma_r = \xi_{\text{оч}} \frac{T_k + \Delta T}{\xi_{\text{доз}} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \xi \xi_{\text{оч}} p_r} ,$$

где T_k – температура свежего заряда на впуске, для двигателей без наддува $T_k = T_o$; $\xi_{\text{оч}}$ – коэффициент очистки; $\xi_{\text{доз}}$ – коэффициент дозарядки; $\xi = C_{p \text{ п.с}} / C_{p \text{ с.з}}$ – отношение теплоемкостей продуктов сгорания (остаточных газов) и свежего заряда. В расчетах принимают $\xi = 1,00 \dots 1,02$.

В конце такта впуска давление в цилиндре обычно меньше, чем в трубопроводе, поэтому клапан закрывают позднее. Дополнительное поступление заряда в такте сжатия называется **дозарядкой**, а отношение количества свежего заряда в цилиндре после закрытия клапана к его количеству в НМТ называется **коэффициентом дозарядки $\xi_{\text{доз}}$** .

Величина $\xi_{\text{доз}}$, принимаемая по опытным данным, зависит от длины впускного трубопровода, частоты вращения коленчатого вала, угла запаздывания закрытия клапана и других факторов. Рациональное согласование этих факторов, называемое «настройкой» впускной системы, обеспечивает увеличение дозарядки. В этом случае принимают $\xi_{\text{доз}} = 1,05 \dots 1,15$. При отсутствии «настройки» $\xi_{\text{доз}} = 1,00 \dots 1,04$.

При перекрытии клапанов у ВМТ возможны условия для продувки надпоршневого объема. Количество остаточных газов при этом снижается. Отношение количества остаточных газов, оставшихся в цилиндре после закрытия клапанов, к их количеству, которое может заполнить объем камеры сжатия V_c при p_r и T_r , называется **коэффициентом очистки**

$$\xi_{\text{оч}} = M_r \frac{R_{\mu} T_r}{p_r V_c}.$$

Для двигателей без наддува принимают $\xi_{\text{оч}} = 1,0$, а с наддувом в зависимости от эффективности продувки $\xi_{\text{оч}} = 0,80 \dots 0,95$.

Значения коэффициентов остаточных газов на современных двигателях приведены в табл. 2.10.

9. Параметры остаточных газов

Б) На рассчитываемом двигателе предусматривается установка глушителя и нейтрализатора отработавших газов. Учитывая заданную частоту вращения коленчатого вала, принимаем коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{\text{вып}} = 1,16$. Тогда давление

$$p_r = \xi_{\text{вып}} p_o = 1,16 \cdot 0,10 = 0,1160 \text{ МПа}.$$

Температуру остаточных газов принимаем по среднему значению $T_r = 1000 \text{ К}$.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \xi_{\text{оч}} \frac{T_o + \Delta T}{\xi_{\text{доз}} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \xi_{\text{оч}} p_r}.$$

Так как двигатель без наддува, то можно принять коэффициенты дозарядки $\xi_{\text{доз}}$, очистки $\xi_{\text{оч}}$ и отношение теплоемкостей ξ равными единице.

Тогда

$$\gamma_r = \frac{298 + 5}{1000} \frac{0,1160}{8,8 \cdot 0,087 - 0,1160} = 0,054.$$

Д) С учетом установки на дизель глушителя шума и относительно высокой частоты вращения коленчатого вала принимаем коэффициент сопротивления выпускной системы $\xi_{\text{вып}} = 1,11$. Тогда давление

$$p_r = \xi_{\text{вып}} p_o = 1,11 \cdot 0,10 = 0,1110 \text{ МПа.}$$

Температуру остаточных газов принимаем по среднему значению $T_r = 800 \text{ К}$.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \xi_{\text{оч}} \frac{T_o + \Delta T}{\xi_{\text{доз}} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \xi \xi_{\text{оч}} p_r}.$$

Коэффициент дозарядки, учитывая относительно высокую частоту вращения коленчатого вала, принимаем $\xi_{\text{доз}} = 1,02$. Так как дизель без наддува, то можно принять коэффициент очистки и отношение теплоемкостей $\xi_{\text{оч}} = \xi = 1,0$.

Тогда

$$\gamma_r = \frac{298 + 10}{1,02 \cdot 800} \cdot \frac{0,1110}{16,5 \cdot 0,089 - 0,1110} = 0,031.$$

Г) Так как на двигателе предусматривается установка только глушителя, то предварительно коэффициент сопротивления выпускной системы принимаем $\xi_{\text{вып}} = 1,05$. Тогда давление

$$p_r = \xi_{\text{вып}} p_o = 1,05 \cdot 0,10 = 0,1050 \text{ МПа.}$$

Температуру остаточных газов принимаем по среднему значению $T_r = 850 \text{ К}$.

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \xi_{\text{оч}} \frac{T_o + \Delta T}{\xi_{\text{доз}} T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - \xi \xi_{\text{оч}} p_r}.$$

Так как двигатель без наддува, то коэффициенты дозарядки $\xi_{\text{доз}}$, очистки $\xi_{\text{оч}}$ и отношение теплоемкостей ξ принимаем $\xi_{\text{доз}} = \xi_{\text{оч}} = \xi = 1$.

Тогда

$$\gamma_r = \frac{298 + 2}{850} \frac{0,1050}{8 \cdot 0,080 - 0,1050} = 0,069.$$

2.4.5. Количество рабочей смеси

10. Количество рабочей смеси подсчитывается по уравнению

$$M = M_1 + M_r = M_1(1 + \gamma_r).$$

$$Б) \quad M = 0,5050 (1 + 0,054) = 0,5323 \frac{\text{кмоль раб.см}}{\text{кг топл}}.$$

$$Д) \quad M = 0,7485 (1 + 0,031) = 0,7717 \frac{\text{кмоль раб.см}}{\text{кг топл}}.$$

$$Г) \quad M = 10,006 (1 + 0,069) = 10,696 \frac{\text{кмоль раб.см}}{\text{кмоль топл}} \cdot \left(\frac{\text{м}^3 \text{ раб.см}}{\text{м}^3 \text{ топл}} \right).$$

2.4.6. Температура рабочей смеси

Температура в конце впуска с достаточной точностью определяется из уравнения баланса теплоты смеси остаточных газов и свежего заряда с учетом его подогрева

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \xi_{\text{доз}} \xi \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Так как влияние отношения теплоемкостей ξ незначительно (не более 1°), то в расчетах принимают $\xi = 1$.

Для двигателей, работающих на газообразном топливе, когда его температура $T_{\text{газ}}$ отлична от температуры воздуха $T_{\text{в}}$, температуру в конце впуска определяют из уравнения баланса теплоты для смеси остаточных газов, воздуха и топлива

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left(\frac{\alpha L_0 T_{\text{в}} + T_{\text{газ}}}{1 + \alpha L_0} + \Delta T + \gamma_r T_r \right),$$

где $T_{\text{в}}$ и $T_{\text{газ}}$ – температуры перед камерой смешения.

11. Температуры рабочей смеси

Температура рабочей смеси в конце впуска для двигателя без наддува

$$Б) \quad T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \xi_{\text{доз}} \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{298 + 5 + 1 \cdot 0,054 \cdot 1000}{1 + 0,054} \approx 339 \text{ К}.$$

$$Д) \quad T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \xi_{\text{доз}} \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{298 + 10 + 1,02 \cdot 0,031 \cdot 800}{1 + 0,031} \approx 323 \text{ К}.$$

Г) Так как используется сжатый природный газ, то при истечении из баллона его температура понижается. Принимаем $T_{\text{газ}} = 280 \text{ К}$, $T_{\text{в}} = T_0 = 298 \text{ К}$.

$$T_a = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left(\frac{\alpha L_0 T_{\text{в}} + T_{\text{газ}}}{1 + \alpha L_0} + \Delta T + \gamma_r T_r \right) =$$

$$= \frac{1}{1 + 0,069} \left(\frac{1,05 \cdot 9,5296 \cdot 298 + 280}{1 + 1,05 \cdot 9,5296} + 2 + 0,069 \cdot 850 \right) = 334 \text{ К}.$$

2.4.7. Коэффициент наполнения

Коэффициентом наполнения называется отношение действительно-го количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы заполнить рабочий объем при условиях на впуске (окружающей среды или после компрессора)

$$\eta_v = \frac{M_1}{\rho_o V_h} \quad \text{или} \quad \eta_v = \frac{M_1}{\rho_k V_h},$$

где ρ – плотность заряда на впуске.

Коэффициент наполнения цилиндров свежим зарядом является важным показателем, характеризующим качество протекания процесса впуска. Вид уравнения для его расчета определяется числом учитываемых факторов, используемыми термодинамическими формулами, а также количеством включаемых в него опытных коэффициентов.

В данном пособии используется уравнение вида

$$\eta_v = \xi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\xi p_r}{\varepsilon p_a} \right).$$

Основные показатели процесса впуска приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Показатели процесса впуска

Тип двигателя	γ_r	η_v	T_a , К	p_a , МПа
Без наддува:				
– бензиновый и газовый	0,04...0,12	0,70...0,90	320...370	0,080...0,095
– дизель	0,03...0,06	0,80...0,94	310...350	0,082...0,097
С наддувом	0,02...0,04	0,90...0,98	320...400	0,090...0,098

12. Коэффициент наполнения для двигателя без наддува определяется по уравнению

$$\eta_v = \xi_{\text{доз}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left(1 - \frac{\xi p_r}{\varepsilon p_a} \right).$$

$$\text{Б) } \eta_v = 1 \frac{8,8}{8,8 - 1} \frac{0,087}{0,10} \frac{298}{298 + 5} \left(1 - \frac{1 \cdot 0,116}{8,8 \cdot 0,087} \right) = 0,819;$$

$$\text{Д) } \eta_v = 1,02 \frac{16,5}{16,5 - 1} \frac{0,089}{0,10} \frac{298}{298 + 10} \left(1 - \frac{1 \cdot 0,1110}{16,5 \cdot 0,089} \right) = 0,864;$$

$$\text{Г) } \eta_v = 1 \frac{8}{8 - 1} \frac{0,080}{0,10} \frac{298}{298 + 2} \left(1 - \frac{1 \cdot 0,1050}{8 \cdot 0,080} \right) = 0,759.$$

2.5. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Наиболее важной задачей процесса сжатия является увеличение давления и температуры рабочего тела для обеспечения надежного воспламенения и эффективного сгорания горючей смеси.

При расчете цикла необратимых термодинамических процессов продолжительность процесса сжатия принимается равной 180° (от НМТ до ВМТ). В действительности он начинается после закрытия впускных органов и заканчивается не доходя до ВМТ в момент начала сгорания (быстрого нарастания давления), т.е. его продолжительность составляет $100 \dots 130^\circ$ п.к.в. Основными показателями процесса сжатия являются конечные значения давления p_c и температуры T_c .

Изменение давления в цилиндре при сжатии горючей смеси (свежего заряда) происходит по сложному закону и не может быть описано с помощью термодинамических уравнений. Наименьшую погрешность вносит описание процесса уравнением политропы с переменным показателем n_1 . Его изменение обусловлено повышением температуры при сжатии и теплообменными процессами между рабочим телом и стенками внутрицилиндрового объема. В начале сжатия температура стенок выше температуры рабочего тела и $n_1 > k_1$, а во второй период наоборот и $n_1 < k_1$.

На характер изменения показателя n_1 оказывают также влияние:

- изменение физических свойств рабочего тела;
- интенсивность и направление теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра;

- утечки рабочего тела через неплотности в поршневых кольцах;
- различие в продолжительности такта сжатия и фактического процесса сжатия;
- в бензиновых двигателях – испарение топлива.

Степень влияния этих факторов зависит от частоты вращения вала двигателя и характеристик системы охлаждения.

Так как длительность процесса сжатия небольшая (0,015...0,005 с), то теплообмен незначителен и различия между показателями адиабаты и политропы малы. Поэтому иногда процесс сжатия рассчитывается по показателю адиабаты k_1 .

С целью дальнейшего упрощения расчета показатели политропы (адиабаты) принимают постоянными, средними для температурного диапазона от начала до конца сжатия.

В этом случае в конце сжатия:

- давление $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$;
- температура $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$.

Средний показатель политропы n_1 принимают на основе статистических данных (табл. 2.11) или определяют показатель адиабаты по номограмме (прил. 7), построенной для воздуха, и вводят поправку: для бензиновых и газовых двигателей

$$n_1 = k_1 - (0 \dots 0,04);$$

для дизелей

$$n_1 = k_1 - [(-0,02) \dots 0,02].$$

Таблица 2.11

Параметры рабочего тела в конце сжатия

Тип двигателя		n_1	p_c , МПа	T_c , К
Бензиновый		1,34...1,37	0,9...1,9	600...800
Газовый		1,36...1,39	1,0...2,0	650...800
Дизель:	без наддува	1,35...1,39	3,5...6,0	800...1000
	с наддувом	1,32...1,37	до 8,0	до 1100

При выборе среднего показателя политропы сжатия необходимо учитывать, что его более высокие значения имеют место:

- при воздушном охлаждении;
- закрытой системе жидкостного охлаждения;

– более высоких частотах вращения коленчатого вала.

13. Давление и температуру в конце сжатия вычисляем по уравнениям:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1};$$
$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}.$$

Б) С учетом жидкостного охлаждения закрытого типа, относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала и испарения бензина принимаем $n_1 = 1,36$:

$$p_c = 0,087 \cdot 8,8^{1,36} = 1,6750 \text{ МПа};$$
$$T_c = 339 \cdot 8,8^{1,36 - 1} = 742 \text{ К}.$$

Д) С учетом жидкостного охлаждения закрытого типа и отсутствия наддува принимаем $n_1 = 1,38$:

$$p_c = 0,089 \cdot 16,5^{1,38} = 4,2611 \text{ МПа};$$
$$T_c = 323 \cdot 16,5^{1,38 - 1} = 937 \text{ К}.$$

Г) С учетом системы жидкостного охлаждения закрытого типа принимаем $n_1 = 1,37$:

$$p_c = 0,0860 \cdot 8^{1,37} = 1,3814 \text{ МПа};$$
$$T_c = 334 \cdot 8^{1,37 - 1} = 721 \text{ К}.$$

2.6. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Сгорание топлива в поршневых двигателях сопровождается сложнейшими физико-химическими процессами, представления о которых изложены в [1, 2 и др.].

Целью расчета процесса сгорания в необратимых термодинамических циклах является определение параметров рабочего тела к началу процесса расширения (давления p_z и температуры T_z).

При правильно организованном процессе сгорания быстрое нарастание давления в бензиновых двигателях происходит вблизи ВМТ (в среднем от -12 до $+15^\circ$ п.к.в.), когда объем цилиндра изменяется незначительно и его можно принять постоянным. В дизелях при $V = \text{const}$ сгорает лишь та часть топлива, которая поступила при впрыске в цилиндр до достижения температуры самовоспламенения. Остальная часть сгорает при перемеще-

нии поршня к НМТ. В результате давление рабочего тела в начале такта расширения изменяется незначительно и его с определенным приближением можно принять постоянным.

При расчете необратимых термодинамических циклов определение температуры T_z производится с помощью уравнения баланса энергии

$$U_z = U_c + \int pdV + Q_1, \quad (1)$$

где U_z и U_c – внутренние энергии продуктов сгорания и свежего заряда соответственно в конце и начале сгорания; $\int pdV$ – работа, совершаемая газами на участке сгорания (в теоретическом цикле при $p = \text{const}$); Q_1 – количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива.

Неполное сгорание топлива при $\alpha < 1$, отвод части теплоты в систему охлаждения, утечки газа и другие потери учитывают с помощью опытных коэффициентов.

Внутренняя энергия и теплоемкость рабочего тела в процессе сгорания топлива изменяются не только вследствие увеличения температуры, но и изменения его состава, поэтому для решения уравнения баланса энергии необходимо знать состав продуктов сгорания.

2.6.1. Состав продуктов сгорания

Расчет продуктов сгорания удобнее выполнять для количества компонентов в киломоль / (кг топл.) для жидкого топлива и в киломоль / (кмоль топл.) для газообразного. Состав продуктов сгорания зависит от коэффициента избытка воздуха α , определяющего условия для полного или неполного сгорания топлива.

Полное сгорание топлива ($\alpha \geq 1$)

Количество продуктов сгорания (пр.сг.) M_2 в этом случае представляет сумму компонентов

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Количество каждого компонента в киломоль / (кг топл.) для жидкого топлива подсчитывают по формулам:

диоксида углерода $M_{\text{CO}_2} = C/12;$

водяного пара $M_{\text{H}_2\text{O}} = H/2;$

кислорода $M_{\text{O}_2} = 0,208 (\alpha - 1)L_0;$

азота $M_{\text{N}_2} = 0,792 \alpha L_0.$

Для газообразного топлива количество компонента в моль пр.сг. / (моль топл.) подсчитывается по формулам:

$$M_{\text{CO}_2} = \sum n(C_n H_m O_r);$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \sum \frac{m}{2} (C_n H_m O_r);$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,208 (\alpha - 1)L_0;$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \alpha L_0 + N_2,$$

где N_2 – количество азота в топливе.

Неполное сгорание топлива при $\alpha < 1$

На обогащенных смесях ($\alpha < 1$) чаще работают бензиновые двигатели, поэтому состав продуктов сгорания рассчитывается применительно к указанным двигателям.

Количество каждого компонента в киломоль комп. / (кг топл.):

– оксида углерода $M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0;$

– диоксида углерода $M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}};$

– водорода $M_{\text{H}_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0;$

– водяного пара $M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - M_{\text{H}_2};$

– азота $M_{\text{N}_2} = 0,792 \alpha L_0,$

где K коэффициент, зависящий от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах неполного сгорания. Для бензина $K = 0,45 \dots 0,50$.

Общее количество продуктов неполного сгорания:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Объемные доли каждого i -го компонента, входящего в состав продуктов сгорания, подсчитываются по уравнению:

$$r_i = M_i / M_2.$$

Правильность определения долей проверяется по соотношению

$$\sum r_i = 1.$$

2.6.2. Коэффициенты молекулярного изменения

В результате химических реакций распада молекул топлива и образования новых молекул количество молей продуктов сгорания жидкого топлива всегда больше количества молей свежего заряда. Рост числа молей продуктов сгорания увеличивает их объем, что является положительным фактором для получения приращения полезной работы газов при их расширении.

Изменение количества молей при сгорании газообразного топлива, зависящее от природы, количества и соотношения входящих в топливо компонентов: углеводородов C_nH_m , водорода H_2 и оксида углерода CO , может быть как положительным, так и отрицательным.

Изменение объема продуктов сгорания оценивается коэффициентами молекулярного изменения:

$$\begin{aligned} - \text{горючей смеси} & \quad \mu_0 = M_2 / M_1; \\ - \text{рабочей смеси} & \quad \mu_{\text{раб.см}} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \end{aligned}$$

По опытным данным величина $\mu_{\text{раб. см}}$ изменяется в следующих пределах:

$$\begin{aligned} - \text{бензиновые двигатели} & \quad \mu_{\text{раб. см}} = 1,02 \dots 1,12; \\ - \text{дизели} & \quad \mu_{\text{раб. см}} = 1,01 \dots 1,06. \end{aligned}$$

2.6.3. Теплота сгорания топлива, горючей и рабочей смесей

Теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы его массы или объема. Различают высшую H_0 и низшую H_u теплоту сгорания топлива.

Высшая теплота сгорания включает количество теплоты, выделившейся при полном сгорании топлива, и теплоту конденсации водяного пара при охлаждении продуктов сгорания.

Низшая теплота сгорания – это теплота, выделившаяся при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяного пара.

Так как в двигателях внутреннего сгорания выпуск отработавших газов происходит при температуре выше температуры кипения воды, то в расчетах используется низшая теплота H_u , подсчитываемая для среднего состава топлива (табл. 2.12).

При неполном сгорании низшая теплота сгорания топлива уменьшается на величину ΔH_u . Для бензина среднего состава, кДж/кг

$$\Delta H_u = 114000 (1 - \alpha) L_0.$$

Теплотой сгорания горючей смеси называется отношение

$$H_{\text{гор.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1},$$

а теплотой сгорания рабочей смеси отношения:

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \text{ при } \alpha \geq 1;$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} \text{ при } \alpha < 1.$$

Таблица 2.12

Низшая теплота сгорания топлив

Топливо	H_u
Бензин, кДж/кг	44000
Дизельное, кДж/кг	42500
Газообразное, кДж/м ³ :	
природный газ	35000
пропан	85500
бутан	11200

2.6.4. Теплоемкость газов

При термодинамическом расчете процессов сгорания используется важнейший параметр рабочего тела – теплоемкость. Значение ее зависит от температуры, давления, физических свойств рабочего тела и характера процесса изменения его состояния.

Средней теплоемкостью рабочего тела c_x называется отношение количества теплоты q , сообщенной телу, к интервалу температур $(t_2 - t_1)$ в данном процессе

$$c_x = q / (t_2 - t_1).$$

Различают теплоемкости: массовую c_x , кДж/(кг·К); объемную c'_x , кДж/(м³·К) и мольную μc_x , кДж/(кмоль·К).

Соотношение между ними:

$$c_x = c'_x v = \frac{\mu c_x}{\mu},$$

где v – удельный объем; μ – молярная масса.

В зависимости от типа рассчитываемого процесса наибольшее применение нашли изохорные и изобарные теплоемкости, например мольные μc_v и μc_p .

Соотношение между ними устанавливает уравнение Майера

$$\mu c_p = \mu c_v + R_\mu,$$

где $R_\mu = 8,315$ кДж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

При расчете циклов для определения средних теплоемкостей используются таблицы, эмпирические формулы или графики.

В прил. 4 приведены зависимости от температуры средней мольной теплоемкости при постоянном объеме μc_v для воздуха и компонентов, входящих в продукты сгорания, а в табл. 2.13 формулы для их расчета. Теплоемкость свежего заряда для всех двигателей вне зависимости от вида топлива обычно принимается равной теплоемкости воздуха.

Средняя мольная теплоемкость μc_v продуктов сгорания определяется как теплоемкость смеси газов

$$(\mu c_v \text{ пр.сг})_{t_0}^{t_x} = \sum_{i=1}^{i=n} r_i (\mu c_{vi})_{t_0}^{t_x},$$

где r_i – объемные доли каждого газа, входящего в данную смесь; n – число компонентов в смеси; $(\mu c_{vi})_{t_0}^{t_x}$ – средняя мольная теплоемкость каждого компонента в диапазоне температур от t_x , до $t_0 = 0$ °С (в дальнейшем нижний индекс t_0 указываться не будет). В табличном виде средние мольные теплоемкости продуктов сгорания бензина и дизельного топлива среднего состава в зависимости от температуры и коэффициента избытка воздуха приведены в прил. 5 и 6. Промежуточные значения теплоемкостей определяются с помощью интерполирования.

2.6.5. Расчет процесса сгорания

Уравнение баланса энергии (1), используемое для определения температуры T_z , преобразуется к видам:

а) Для бензиновых двигателей принимается условие, что сгорание происходит только при постоянном объеме, а коэффициент избытка воздуха может быть как больше единицы $\alpha \geq 1$, так и меньше $\alpha < 1$, поэтому в уравнение вводится величина ΔH_u (см. подраздел 2.6.3):

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{u_c + \gamma_r u_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб. см}} u_z'',$$

Таблица 2.13

Формулы для определения средних молярных теплоемкостей газов при постоянном объеме,
кДж/(кмоль·град)

Газ	Для температур газа, °С	
	от 0 до 1500	от 1501 до 2800
Воздух	$\mu_{c_v} = 26,600 + 0,002638 t$	$\mu_{c_v} = 22,387 + 0,001449 t$
Кислород O ₂	$\mu_{c_v O_2} = 20,930 + 0,004641 t - 0,00000084 t^2$	$\mu_{c_v O_2} = 23,723 + 0,001550 t$
Азот N ₂	$\mu_{c_v N_2} = 20,398 + 0,002500 t$	$\mu_{c_v N_2} = 21,951 + 0,001457 t$
Водород H ₂	$\mu_{c_v H_2} = 20,684 + 0,000206 t + 0,000000588 t^2$	$\mu_{c_v H_2} = 19,678 + 0,001758 t$
Оксид углерода CO	$\mu_{c_v CO} = 20,597 + 0,002670 t$	$\mu_{c_v CO} = 22,490 + 0,001430 t$
Углекислый газ CO ₂	$\mu_{c_v CO_2} = 27,941 + 0,019 t - 0,000005487 t^2$	$\mu_{c_v CO_2} = 39,123 + 0,003349 t$
Водяной пар H ₂ O	$\mu_{c_v H_2O} = 24,953 + 0,005359 t$	$\mu_{c_v H_2O} = 26,670 + 0,004438 t$

или

$$\frac{\xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб. см}} (\mu c_v'')^{t_z} t_z. \quad (2)$$

б) В дизелях предполагается, что сгорание происходит вначале при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении с совершением работы и коэффициентом избытка воздуха всегда больше единицы ($\alpha > 1$)

$$\frac{\xi_z Hu}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{u_c + \gamma_r u_c''}{1 + \gamma_r} + R_\mu \lambda T_c = \mu_{\text{раб. см}} (u_z'' + R_\mu T_z),$$

или

$$\begin{aligned} \frac{\xi_z Hu}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r} + R_\mu \lambda T_c = \\ = \mu_{\text{раб. см}} [(\mu c_v'')^{t_z} t_z + R_\mu (t_z + 273)]. \end{aligned} \quad (3)$$

в) Для газообразного топлива принимается условие, что сгорание происходит при постоянном объеме, коэффициент избытка воздуха может быть как больше, так и меньше единицы и с учетом приведения теплоты к килоджоуль/моль:

$$\frac{22,4 \xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{u_c + \gamma_r u_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб. см}} u_z'',$$

или

$$\frac{22,4 \xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб. см}} (\mu c_v'')^{t_z} t_z. \quad (4)$$

В уравнениях (2) - (4):

22,4 м³/кмоль – объем киломоля любого газа; ξ_z – коэффициент использования теплоты, вводимый в уравнение для учета потерь теплоты, выделившейся при сгорании топлива в систему охлаждения и вследствие утечек рабочего тела через поршневые кольца, и по другим направлениям; принимается по опытным данным (табл. 2.14).

$u_c = (\mu c_v)^{t_c} t_c$ – внутренняя энергия горючей смеси (воздуха) в конце сжатия, кДж/моль;

$u_c'' = u_{c\text{пр.сг}} = (\mu c_v'')^{t_c} t_c$ – внутренняя энергия остаточных газов в конце сжатия, кДж/моль;

$\lambda = p_z / p_c$ – степень повышения давления при сгорании; принимается по опытным данным (табл. 2.14). При расчете цикла дизеля чаще задаются значением давления p_z , максимально допустимого для надежной работы двигателя;

$u_z'' = (\mu c_v'')^{t_z} t_z$ – внутренняя энергия продуктов сгорания при температуре t_z (условная точка окончания сгорания при расчете разомкнутого термодинамического цикла).

В уравнениях (2) и (4) неизвестными являются две величины: теплоемкость продуктов сгорания $(\mu c_v'')^{t_z}$ и их температура t_z . Решение этих уравнений может выполняться методом последовательных приближений, графически или аналитически с использованием формул для определения теплоемкостей (см. табл. 2.13).

При использовании метода последовательных приближений и подстановки всех известных величин уравнение баланса энергии преобразуется к виду:

– уравнение 2

$$t_{zi} = C / \left[\mu_{\text{раб.сг}} (\mu c_v'')^{t_z} \right],$$

$$\text{где } C = \frac{\xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{\left[(\mu c_v')^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c} \right] t_c}{1 + \gamma_r}; \quad (5)$$

– уравнение 3

$$t_{zi} = C / \left[\mu_{\text{раб.сг}} \left((\mu c_v'')^{t_z} + R_\mu \right) \right],$$

$$\text{где } C = \frac{\xi_z Hu}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{\left[(\mu c_v')^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c} \right] t_c}{1 + \gamma_r} + R_\mu \lambda T_c; \quad (6)$$

– уравнение 4

$$t_{zi} = C / \left[\mu_{\text{раб.сг}} (\mu c_v'')^{t_z} \right],$$

$$\text{где } C = \frac{22,4 \xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r}; \quad (7)$$

где i – номер приближения.

Для нулевого приближения задается температура для дизелей: $t_{z_0} > 1600$ °С, а для бензиновых и газовых двигателей $t_{z_0} > 2500$ °С. Определяется теплоемкость продуктов сгорания при t_{z_0} и вычисляется в первом приближении температура t_{z_1} .

Процесс приближений продолжается до выполнения условия

$$\left| (t_{z_i} - t_{z(i-1)}) / t_{z_i} \right| < 2 \cdot 10^{-3}.$$

$$T_z = t_{z_i} + 273.$$

При аналитическом решении уравнений (2) и (4) также вычисляется значение C , а в формулы (5) - (7) для вычисления теплоемкости продуктов сгорания вместо значений теплоемкостей компонентов подставляются соответствующие формулы (см. табл. 2.13). После преобразования первое уравнение приводится к виду

$$A t_z^2 + B t_z + C = 0,$$

где A и B – коэффициенты, определяемые после подстановки формул для теплоемкостей.

Тогда

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A C}}{2A};$$

$$T_z = t_z + 273.$$

Расчетное значение давления газов в конце сгорания

$$p_{zp} = \mu_{\text{раб. см}} p_c (T_z / T_c).$$

В бензиновых двигателях действительное давление меньше, поэтому принимают $p_z = 0,85 p_{zp}$, а степень повышения давления при сгорании вычисляют по формуле $\lambda = p_{zp} / p_c$.

В дизелях значениями p_z или λ задаются перед расчетом T_z . Неизвестное значение вычисляется по уравнению $\lambda = p_z / p_c$.

Степень предварительного расширения $\rho = V_z'/V_c$, характеризующая продолжительность сгорания при $p = \text{const}$, определяется по формуле

$$\rho = \mu_{\text{раб.см}} T_z / (\lambda T_c).$$

Средние значения параметров, характеризующих процесс сгорания, приведены в табл. 2.14. Для дизелей меньшие значения относятся к двигателям без наддува.

Таблица 2.14

Показатели процесса сгорания

Тип двигателя	ξ_z	λ	p_z , МПа	T_z , К
Дизель с неразделенной камерой сгорания	0,65...0,82	1,6...2,1	7,0...12,0	1750...2300
Дизель с разделенной камерой сгорания	0,60...0,75	1,2...1,8	5,5...7,5	1700...2000
Бензиновый	0,8...0,9	3,8...4,2	3,0...6,5	2500...2900
Газовый	0,80...0,85	3,5...4,0	2,5...5,5	2200...2500

14. Расчет параметров процесса сгорания

Б) Количество продуктов сгорания

Так как $\alpha = 0,96 < 1$, то сгорание является неполным и продукты сгорания будут включать следующие компоненты:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Количество оксида углерода

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0,$$

где коэффициент $K = 0,45 \dots 0,50$. В данном расчете принимается $K = 0,5$.

$$M_{\text{CO}} = 2 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,00574 \text{ кмоль}.$$

Количество диоксида углерода

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - M_{\text{CO}} = \frac{0,855}{12} - 0,0057 = 0,06551 \text{ кмоль}.$$

Количество водорода

$$M_{\text{H}_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,00287 \text{ кмоль}.$$

Количество водяного пара

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} - M_{\text{H}_2} = \frac{0,145}{2} - 0,0029 = 0,06963 \text{ кмоль}.$$

Количество азота

$$M_{\text{N}_2} = 0,792 \alpha L_0 = 0,792 \cdot 0,96 \cdot 0,517 = 0,39309 \text{ кмоль}.$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = 0,00574 + 0,06551 + 0,00287 + 0,06963 + 0,39309 = 0,53684 \text{ кмоль}.$$

Объемные доли компонентов в продуктах сгорания

$$r_{\text{CO}} = M_{\text{CO}} / M_2 = 0,00574 / 0,53684 = 0,01069;$$

аналогично

$$r_{\text{CO}_2} = 0,06551 / 0,53684 = 0,12203;$$

$$r_{\text{H}_2} = 0,00287 / 0,53684 = 0,00535;$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,06963 / 0,53684 = 0,12970;$$

$$r_{\text{N}_2} = 0,39309 / 0,53684 = 0,73223.$$

$$\text{Проверка } \sum r_i = 0,01069 + 0,12203 + 0,00535 + 0,12970 + 0,73223 = 1.$$

Коэффициенты молекулярного изменения:

– *горючей смеси*

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,53684 / 0,505 = 1,063;$$

– *рабочей смеси*

$$\mu_{\text{раб.см}} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,063 + 0,054}{1 + 0,054} = 1,060.$$

Температуру продуктов сгорания T_z в конце сгорания определяем по уравнению

$$\frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{\left[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c} \right] t_c}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб.см}} (\mu c_v'')^{t_z} t_z.$$

Коэффициент использования теплоты с учетом применения распределенного впрыска топлива принимаем $\xi_z = 0,86$ (см. табл. 2.14).

Низшая теплота сгорания бензина среднего состава

$$H_u = 44000 \text{ кДж/кг (см. табл. 2.12).}$$

Количество теплоты, потерянной вследствие химической неполноты сгорания бензина при $\alpha = 0,96$

$$\Delta H_u = 114000 (1 - \alpha) L_0 = 114000 (1 - 0,96) 0,517 = 2358 \text{ кДж/кг}.$$

$$\text{Температура в конце сжатия } t_c = T_c - 273 = 742 - 273 = 469 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Мольную теплоемкость воздуха при постоянном объеме в конце сжатия определяем методом интерполирования (прил. 4):

$$\begin{aligned} (\mu c_v)^{469} &= (\mu c_v)^{400} + \frac{(\mu c_v)^{500} - (\mu c_v)^{400}}{500 - 400} (469 - 400) = \\ &= 21,475 + \frac{21,781 - 21,475}{100} 69 = 21,686 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Мольная теплоемкость остаточных газов при $t_c = 469 \text{ }^\circ\text{C}$ определяется последовательным интерполированием по температуре и коэффициенту избытка воздуха (прил. 5).

При $\alpha = 0,95$

$$\begin{aligned} (\mu c_v'')^{469} &= (\mu c_v'')^{400} + \frac{(\mu c_v'')^{500} - (\mu c_v'')^{400}}{500 - 400} (469 - 400) = \\ &= 23,586 + \frac{24,014 - 23,586}{100} 69 = 23,881 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

При $\alpha = 1,0$

$$(\mu c_v'')^{469} = 23,712 + \frac{24,150 - 23,712}{100} 69 = 24,014 \text{ кмоль}.$$

Аналогично интерполированием определяется теплоемкость при $\alpha = 0,96$

$$(\mu c_v'')^{469} = 23,881 + \frac{24,014 - 23,881}{1,0 - 0,95} (0,96 - 0,95) = 23,908 \text{ кмоль}.$$

Значение постоянных известных величин в уравнении баланса энергии

$$\begin{aligned} C &= \frac{\xi_z (H_u - \Delta H_u)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r} = \\ &= \frac{0,86 (44000 - 2358)}{0,505 (1 + 0,054)} + \frac{(21,686 + 0,054 \cdot 23,908) 469}{1 + 0,054} = 77506. \end{aligned}$$

Для определения t_z значения теплоемкостей продуктов сгорания представляем в виде формул (см. табл. 2.13):

$$\begin{aligned}
(\mu_{c_v})^{t_z} &= \sum_{i=1}^{i=n} r_i (\mu_{c_{vi}})^{t_z} = r_{CO} (\mu_{c_v CO})^{t_z} + r_{CO_2} (\mu_{c_v CO_2})^{t_z} + \\
&+ r_{H_2} (\mu_{c_v H_2})^{t_z} + r_{H_2O} (\mu_{c_v H_2O})^{t_z} + r_{N_2} (\mu_{c_v N_2})^{t_z} = 0,01069 (22,490 + \\
&+ 0,00143 t_z) + 0,12203(39,123 + 0,003349 t_z) + 0,00535 (19,678 + \\
&+ 0,001758 t_z) + 0,1297 (26,670 + 0,004438 t_z) + 0,73223 (21,951 + \\
&+ 0,001457 t_z) = 24,6522 + 0,002076 t_z
\end{aligned}$$

тогда

$$\begin{aligned}
C &= \mu_{\text{раб.см}} (\mu_{c_v})^{t_z} t_z; \\
77506 &= 1,06(24,6522 + 0,002076 t_z) t_z; \\
0,0022 t_z^2 + 26,1313 t_z - 77506 &= 0,
\end{aligned}$$

откуда

$$t_z = \frac{-26,1313 + \sqrt{26,1313^2 + 4 \cdot 0,0022 \cdot 77506}}{2 \cdot 0,0022} = 2458 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_z = t_z + 273 = 2458 + 273 = 2731 \text{ K}.$$

Расчетное давление в конце сгорания (максимальное давление газа в цикле):

$$p_{zр} = \mu_{\text{раб.см}} p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,06 \cdot 1,6750 \frac{2731}{742} = 6,5349 \text{ МПа}.$$

Действительное максимальное давление в конце сгорания

$$p_z = 0,85 p_{zр} = 0,85 \cdot 6,5349 = 5,5547 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda = p_{zр} / p_c = 6,5349 / 1,6750 = 3,90.$$

Полученные значения сравнить с табл. 2.14.

Д) Количество продуктов сгорания при $\alpha = 1,5$

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

Количество диоксида углерода

$$M_{CO_2} = C/12 = 0,87/12 = 0,0725 \text{ кмоль}.$$

Количество водяного пара

$$M_{H_2O} = H/2 = 0,126/2 = 0,063 \text{ кмоль}.$$

Количество оставшегося кислорода

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0 = 0,208 (1,5 - 1) 0,499 = 0,0519 \text{ кмоль.}$$

Количество азота

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,5 \cdot 0,499 = 0,5928 \text{ кмоль.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = 0,0725 + 0,063 + 0,0519 + 0,5928 = 0,7802 \text{ кмоль.}$$

Объемные доли компонентов в продуктах сгорания

$$r_{CO_2} = M_{CO_2} / M_2 = 0,0725 / 0,7802 = 0,0929;$$

аналогично

$$r_{O_2} = 0,0519 / 0,7802 = 0,0665;$$

$$r_{H_2O} = 0,063 / 0,7802 = 0,0808;$$

$$r_{N_2} = 0,5928 / 0,7802 = 0,7598.$$

Проверка $\sum r_i = 0,0929 + 0,0808 + 0,0665 + 0,7598 = 1.$

Коэффициенты молекулярного изменения:

– *горючей смеси*

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,7802 / 0,7485 = 1,042;$$

– *рабочей смеси*

$$\mu_{\text{раб.см}} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,042 + 0,031}{1 + 0,031} = 1,041.$$

Температуру продуктов сгорания T_z в конце сгорания определяем по уравнению баланса энергии:

$$\frac{\xi_z Ni}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{\left[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c} \right] t_c}{1 + \gamma_r} + 8,315 \lambda T_c =$$

$$= \mu_{\text{раб.см}} \left[(\mu c_v'')^{t_z} t_z + 8,315 T_z \right].$$

Коэффициент использования теплоты ξ_z для дизеля с неразделенной камерой сгорания и объемно-пленочным смесеобразованием принимаем $\xi_z = 0,80$ (см. табл. 2.14).

Низшая теплота сгорания дизельного топлива $Ni = 42500$ кДж/кг (см. табл. 2.12).

Максимальное давление сгорания в дизелях находится в пределах $p_z = 7,5 \dots 12$ МПа. Большие значения имеют место в дизелях с наддувом. Для рассчитываемого дизеля принимаем $p_z = 8$ МПа.

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda = p_z / p_c = 8,0 / 4,2611 = 1,877.$$

Температура воздуха в конце сжатия

$$t_c = T_c - 273 = 937 - 273 = 664 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Молярную теплоемкость воздуха при постоянном объеме и $t_c = 664 \text{ }^\circ\text{C}$ определяем методом интерполяции по таблице прил. 4.

$$\begin{aligned} (\mu c_v)^{664} &= (\mu c_v)^{600} + \frac{(\mu c_v)^{700} - (\mu c_v)^{600}}{700 - 600} 64 = \\ &= 22,091 + \frac{22,409 - 22,091}{100} 64 = 22,295 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

Молярная теплоемкость остаточных газов при $t_c = 664 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\alpha = 1,5$ (прил. б)

$$(\mu c_v)^{664} = 23,819 + \frac{24,218 - 23,819}{700 - 600} 64 = 24,074 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot^\circ\text{C}).$$

Преобразуем уравнение баланса энергии, подставив в него известные величины

$$\begin{aligned} \frac{0,80 \cdot 42500}{0,7485 (1 + 0,031)} + \frac{(22,295 + 0,031 \cdot 24,074) 664}{1 + 0,031} + 8,315 \cdot 1,877 \cdot 937 = \\ = 1,041 \left[(\mu c_v)_{t_z} t_z + 8,315 (t_z + 273) \right]; \\ 71159 = 8,656 t_z + 1,041 \left[(\mu c_v)_{t_z} t_z \right]. \end{aligned}$$

Это уравнение решаем методом последовательных приближений.

В нулевом приближении принимаем $t_{z0} = 1800 \text{ }^\circ\text{C}$.

Первое приближение ($\alpha = 1,5$):

$$(\mu c_v)^{1800} = 27,497 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot^\circ\text{C}) \text{ (прил. б)}$$

$$71159 = 8,656 t_{z1} + 1,041 \cdot 27,497 t_{z1}.$$

$$t_{z1} = 71159 / 37,280 = 1909 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Второе приближение:

$$(\mu c_v)^{1909} = (\mu c_v)^{1900} + \frac{(\mu c_v)^{2000} - (\mu c_v)^{1900}}{2000 - 1900} (1909 - 1900) =$$

$$= 27,704 + \frac{27,898 - 27,704}{100} \cdot 9 = 27,721 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{°C)}.$$

$$t_{z_2} = 71159 / (8,656 + 1,041 \cdot 27,721) = 1897 \text{ °C}.$$

$$\text{Сходимость } (1909 - 1897) / 1897 = 0,006 > 0,002.$$

Третье приближение

$$(\mu_{c_v})^{1897} = 27,497 + \frac{27,704 - 27,497}{100} \cdot 97 = 27,700 \text{ кДж/(кмоль}\cdot\text{°C)}.$$

$$t_{z_3} = 71159 / (8,656 + 1,041 \cdot 27,700) = 1898 \text{ °C}.$$

$$\text{Сходимость } (1898 - 1897) / 1897 = 0,0005 < 0,002.$$

$$\text{Принимаем } t_z = 1898 \text{ °C}; T_z = 1898 + 273 = 2171 \text{ К}.$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu_{\text{раб.см}} T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,041 \cdot 2171}{1,875 \cdot 937} = 1,286 \quad [\rho] = 1,2 \dots 1,7.$$

Полученные показатели сравнить с их значениями в табл. 2.14.

Г) Количество продуктов сгорания природного газа при $\alpha = 1,05$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Количество диоксида углерода

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= \sum n(\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r) = 1(\text{CH}_4) + 2(\text{C}_2\text{H}_6) + 3(\text{C}_3\text{H}_8) + 4(\text{C}_4\text{H}_{10}) + \\ &6(\text{C}_6\text{H}_6) = 0,9 + 2 \cdot 0,0296 + 3 \cdot 0,0017 + 4 \cdot 0,0055 + 6 \cdot 0,0042 = \\ &= 1,0115 \text{ кмоль}. \end{aligned}$$

Количество водяного пара

$$\begin{aligned} M_{\text{H}_2\text{O}} &= \sum \frac{m}{2} (\text{C}_n\text{H}_m\text{O}_r) = \frac{4}{2} \cdot 0,9 + \frac{6}{2} \cdot 0,0296 + \frac{8}{2} \cdot 0,0017 + \frac{10}{2} \cdot 0,0055 + \\ &+ \frac{6}{2} \cdot 0,0042 = 1,9357 \text{ кмоль}. \end{aligned}$$

Количество оставшегося кислорода

$$M_{\text{O}_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_0 = 0,208 (1,05 - 1) 9,5296 = 0,0991 \text{ кмоль}.$$

Количество азота

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 + N_2'$$

Содержание азота в топливе $N_2' = 0,0515$ кмоль (см. табл. 2.2).

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,05 \cdot 9,5296 + 0,0515 = 7,9763 \text{ кмоль.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = 1,0115 + 1,9357 + 0,0991 + 7,9763 = 11,0226 \text{ кмоль.}$$

Объемные доли компонентов в продуктах сгорания природного газа

$$r_{CO_2} = M_{CO_2} / M_2 = 1,0115 / 11,0226 = 0,09177;$$

$$r_{H_2O} = 1,9357 / 11,0226 = 0,17561;$$

$$r_{O_2} = 0,0991 / 11,0226 = 0,00899;$$

$$r_{N_2} = 7,9763 / 11,0226 = 0,72363.$$

$$\text{Проверка } \sum r_i = 0,09177 + 0,17561 + 0,00899 + 0,72363 = 1,0.$$

Коэффициенты молекулярного изменения:

– горючей смеси

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 11,0226 / 10,006 = 1,1016;$$

– рабочей смеси

$$\mu_{\text{раб.см}} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,1016 + 0,069}{1 + 0,069} = 1,0950.$$

Температуру продуктов сгорания T_z в конце сгорания определяем по уравнению баланса энергии (3):

$$\frac{22,4 \xi_z (Hu - \Delta Hu)}{M_1 (1 + \gamma_r)} + \frac{[(\mu c_v)^{t_c} + \gamma_r (\mu c_v'')^{t_c}] t_c}{1 + \gamma_r} = \mu_{\text{раб.см}} (\mu c_v'')^{t_z} t_z.$$

По табл. 2.14 коэффициент использования теплоты принимаем $\xi_z = 0,80$. Низшая теплота сгорания природного газа $Hu = 35000$ кДж/м³ (см. табл. 2.12). Так как $\alpha = 1,05$, то $\Delta Hu = 0$.

При определении теплоемкости горючей смеси теплоемкости воздуха и газообразного топлива принимаются одинаковыми.

Теплоемкость горючей смеси в конце сжатия при температуре

$t_c = T_c - 273 = 721 - 273 = 448 \text{ }^\circ\text{C}$ определяется интерполированием (прил. 4):

$$\begin{aligned} (\mu_{c_v})^{448} &= (\mu_{c_v})^{400} + \frac{(\mu_{c_v})^{500} - (\mu_{c_v})^{400}}{500 - 400} (448 - 400) = \\ &= 21,475 + \frac{21,781 - 21,475}{100} 48 = 21,622 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Теплоемкость остаточных газов определяется для смеси компонентов, входящих в продукты сгорания:

$$\begin{aligned} (\mu_{c_v}^{\prime\prime})^{t_c} &= r_{\text{CO}_2} (\mu_{c_v}^{\prime\prime} \text{CO}_2)^{t_c} + r_{\text{H}_2\text{O}} (\mu_{c_v}^{\prime\prime} \text{H}_2\text{O})^{t_c} + \\ &+ r_{\text{O}_2} (\mu_{c_v}^{\prime\prime} \text{O}_2)^{t_c} + r_{\text{N}_2} (\mu_{c_v}^{\prime\prime} \text{N}_2)^{t_c}. \end{aligned}$$

Теплоемкость компонентов продуктов сгорания при $t_c = 448 \text{ }^\circ\text{C}$ определяем интерполированием (прил. 4):

$$\begin{aligned} (\mu_{c_v} \text{CO}_2)^{448} &= 34,936 + \frac{36,259 - 34,936}{100} 48 = 35,571 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}; \\ (\mu_{c_v} \text{H}_2\text{O})^{448} &= 26,776 + \frac{27,316 - 26,776}{100} 48 = 27,035 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}; \\ (\mu_{c_v} \text{O}_2)^{448} &= 22,564 + \frac{23,020 - 22,564}{100} 48 = 22,783 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}; \\ (\mu_{c_v} \text{N}_2)^{448} &= 21,186 + \frac{21,450 - 21,186}{100} 48 = 21,313 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Теплоемкость остаточных газов

$$\begin{aligned} (\mu_{c_v}^{\prime\prime})^{448} &= 0,09177 \cdot 35,571 + 0,17561 \cdot 27,035 + 0,00899 \cdot 22,783 + \\ &+ 0,72363 \cdot 21,313 = 23,640 \text{ кДж/(кмоль}\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Вычисляем значение левой части уравнения баланса энергии

$$C = \frac{22,4 \cdot 0,80 \cdot 35000}{10,006 \cdot (1 + 0,069)} + \frac{(21,622 + 0,069 \cdot 23,640) 48}{1 + 0,069} = 68381,5.$$

Преобразуем правую часть уравнения используя формулы для вычисления теплоемкостей компонентов, входящих в продукты сгорания, при $t_z = (1501 \dots 2800) \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. 2.13):

- диоксид углерода $\mu_{c_v \text{CO}_2} = 39,123 + 0,003349 t_z$;
- водяной пар $\mu_{c_v \text{H}_2\text{O}} = 26,670 + 0,004438 t_z$;
- кислород $\mu_{c_v \text{O}_2} = 23,723 + 0,00155 t_z$;
- азот $\mu_{c_v \text{N}_2} = 21,951 + 0,001457 t_z$.

$$\begin{aligned} \mu_{\text{раб.см}} (\mu_{c_v}) t_z &= 1,0950 [0,09177(39,123 + 0,003349 t_z) + \\ &+ 0,17561(26,67 + 0,004438 t_z) + 0,00899(23,723 + 0,00155 t_z) + \\ &+ 0,72363(21,951 + 0,001457 t_z)] t_z = 26,76868 t_z + 0,0023597 t_z^2; \end{aligned}$$

тогда

$$0,0023597 t_z^2 + 26,6868 t_z - 68381,5 = 0.$$

$$t_z = \frac{-26,6868 + \sqrt{26,6868^2 + 4 \cdot 0,0023597 \cdot 68381,5}}{2 \cdot 0,0023597} = 2153 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T_z = t_z + 273 = 2153 + 273 = 2426 \text{ K}.$$

Расчетное давление в конце сгорания (максимальное давление рабочего тела в цикле)

$$p_{zp} = \mu_{\text{раб.см}} p_c \frac{T_z}{T_c} = 1,0950 \cdot 1,3814 \frac{2426}{721} = 5,0897 \text{ МПа}.$$

Действительное максимальное давление в конце сгорания

$$p_z = 0,85 p_{zp} = 0,85 \cdot 5,0897 = 4,3262 \text{ МПа}.$$

Степень повышения давления при сгорании

$$\lambda = p_{zp} / p_c = 5,0897 / 1,3814 = 3,68.$$

Полученные показатели сравнить с их значениями в табл. 2.14.

2.7. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В процессе расширения совершается основная часть положительной работы цикла. Протекание его зависит от продолжительности и характера догорания топлива, интенсивности отвода теплоты в стенки цилиндрического объема, утечек газа через неплотности, изменения теплоемкости рабочего тела, момента открытия выпускного клапана и многих других факторов. Изменение давления газа в цилиндре происходит по сложному закону. С определенной степенью условности его можно описать уравнением политропы с переменным показателем n_2 .

Расчет процесса расширения в разомкнутом термодинамическом цикле принято выполнять с постоянным средним за процесс показателем политропы расширения n_2 . Тогда давление и температура газа в конце расширения определяются по формулам:

- бензиновые и газовые двигатели

$$p_b = p_{zp} / \varepsilon^{n_2} ; \quad T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1} ;$$

- дизели

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} ; \quad T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} ,$$

где $\delta = \varepsilon / \rho$ – степень последующего расширения.

После вычисления T_b рекомендуется уточнить правильность принятия p_r и T_r при расчете коэффициента остаточных газов γ_r . Расчетное значение T_{rp} определяется по формуле

$$T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_b} . \quad \text{Если} \quad \left| \frac{T_{rp} - T_r}{T_r} \right| > 0,10 ,$$

то необходимо скорректировать значения $\xi_{\text{вып}}$, p_r , T_r и повторить последующий расчет.

Выбор среднего значения политропы расширения осуществляется различными методами.

Его можно принять на основании опытных данных (табл. 2.15). Необходимое значение n_2 из указанного в таблице диапазона выбирается с учетом установленных опытами зависимостей. Показатель n_2 увеличивается:

- при уменьшении средней температуры процесса $(T_z + T_b)/2$;
- увеличении коэффициента избытка воздуха;
- повышении утечек газа;

- меньших частотах вращения коленчатого вала;
- бóльших значениях отношения поверхности охлаждения к массе рабочего тела F/M_2 ;
- отсутствии наддува;
- росте скорости сгорания;
- увеличении интенсивности охлаждения.

Кроме того, показатель n_2 зависит от коэффициента ξ_z . Меньшим значениям ξ_z соответствуют меньшие значения n_2 . В двигателях с наддувом с увеличением степени повышения давления в нагнетателе π_k продолжительность догорания топлива возрастает и n_2 уменьшается.

Таблица 2.15

Показатели процесса расширения

Тип двигателя	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновый	1,20...1,30	0,35...0,60	1200...1700
Дизель	1,15...1,30	0,20...0,60	1000...1300
Газовый	1,25...1,35	0,20...0,55	1100...1500

Количество теплоты, выделившейся в процесс расширения

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z) / (H u g_{т.ц}),$$

где ξ_b – коэффициент использования теплоты в точке "b", имеющий значение выше, чем ξ_z , вследствие догорания топлива в такте расширения ($\xi_b = 0,82...0,87$, а с наддувом до 0,92); $g_{т.ц}$ – цикловая подача топлива.

Другой метод предполагает, что согласно опытным данным значение показателя политропы расширения n_2 незначительно отличается от показателя адиабаты k_2 . Для определения k_2 в зависимости от температуры T_z , степени сжатия ϵ (или степени последующего расширения δ) и коэффициента избытка воздуха α приведены соответствующие номограммы (прил. 8 и 9). Порядок нахождения показателя следующий: от заданного значения ϵ (или δ) поднимаются вверх до кривой T_z , затем по горизонтали смещаются до ординаты $\alpha = 1$; от этой точки перемещаются параллельно вспомогательной кривой до ординаты заданного значения α и затем по горизонтали на шкалу значений k_2 .

Для перехода к значению n_2 вводят поправку Δn_2 :

- двигатели с воспламенением от искры $\Delta n_2 = \sigma n \cdot 10^{-5}$; $\sigma = 0,05 \dots 0,2$;
 - дизели $\Delta n_2 = \sigma n \cdot 10^{-4}$; $\sigma = 0,1 \dots 0,3$,
- где n – частота вращения двигателя, мин^{-1} .

Тогда $n_2 = k_2 - \Delta n_2$. Полученное значение n_2 сверяют с табл. 2.15.

15. Расчет параметров процесса расширения

Б) Давление и температура газа в конце расширения

$$p_b = p_{zp} / \varepsilon^{n_2}; \quad T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}.$$

Средний показатель политропы расширения n_2 принимаем по значению показателя адиабаты k_2 с учетом поправки

$$n_2 = k_2 - \Delta n_2.$$

Показатель адиабаты расширения k_2 находим по номограмме (прил. 8). Для $\varepsilon = 8,8$; $\alpha = 0,96$ и $T_z = 2731 \text{ К}$ показатель $k_2 = 1,254$.

$$n_2 = k_2 - \sigma n \cdot 10^{-5} = 1,254 - 0,15 \cdot 4000 \cdot 10^{-5} = 1,248;$$

$$p_b = 6,5349 / 8,8^{1,248} = 0,430 \text{ МПа};$$

$$T_b = 2731 / 8,8^{1,248 - 1} = 1593 \text{ К}.$$

Проверяем правильность принятия $p_r = 0,1160 \text{ МПа}$ и $T_r = 1000 \text{ К}$ при расчете γ_r .

$$T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_b} = 1593 \sqrt[3]{0,1160 / 0,4330} = 1027 \text{ К};$$

$$\left| \frac{T_{rp} - T_r}{T_r} \right| = \left| \frac{1027 - 1000}{1000} \right| = 0,027 < 0,10.$$

Параметры p_r и T_r приняты правильно.

Д) Давление и температура рабочего тела в конце расширения

$$p_b = p_z / \delta^{n_2}; \quad T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \varepsilon / \rho = 16,5 / 1,286 = 12,83.$$

Показатель политропы расширения n_2 определяем по значению показателя адиабаты k_2 с учетом поправки

$$n_2 = k_2 - \Delta n_2.$$

Для нахождения значения показателя адиабаты расширения используем номограмму (прил. 9). При $\delta = 12,83$; $\alpha = 1,5$ и $T_z = 2171 \text{ К}$ показатель $k_2 = 1,278$. Поправка $\Delta n_2 = \sigma n \cdot 10^{-4} = 0,195 \cdot 4000 \cdot 10^{-4} = 0,078$;

$$n_2 = 1,278 - 0,078 = 1,200 ;$$

$$p_b = 8,0 / 12,83^{1,200} = 0,3743 \text{ МПа};$$

$$T_b = 2171 / 12,83^{1,200-1} = 1303 \text{ К}.$$

Проверяем правильность принятия $p_r = 0,1110 \text{ МПа}$ и $T_r = 800 \text{ К}$ при расчете γ_r .

$$T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_b} = 1303 \sqrt[3]{0,1110 / 0,3743} = 869 \text{ К};$$

$$\left| \frac{T_{rp} - T_r}{T_r} \right| = \left| \frac{869 - 800}{800} \right| = 0,086 > 0,10.$$

Параметры p_r и T_r приняты правильно.

Г) Давление и температура продуктов сгорания в конце расширения

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2} ; \quad T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}.$$

Средний показатель политропы расширения продуктов сгорания n_2 принимаем по опытным данным (см. табл. 2.15) с учетом полного ($\alpha > 1$) сгорания топлива $n_2 = 1,28$.

$$p_b = 5,0897 / 8^{1,28} = 0,3554 \text{ МПа};$$

$$T_b = 2426 / 8^{1,28-1} = 1355 \text{ К}.$$

Проверяем правильность принятия $p_r = 0,1050 \text{ МПа}$ и $T_r = 850 \text{ К}$ при расчете коэффициента γ_r .

$$T_{rp} = T_b \sqrt[3]{p_r / p_b} = 1355 \sqrt[3]{0,1050 / 0,3554} = 902 \text{ К};$$

$$\left| \frac{T_{rp} - T_r}{T_r} \right| = \left| \frac{902 - 850}{850} \right| = 0,061 < 0,10.$$

Параметры p_r и T_r приняты правильно.

2.8. ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛА

Графики изменения давления газов в цилиндре двигателя в течение процессов впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска, полученные экспериментально, носят название **индикаторных диаграмм**. Такое же название принято и для диаграмм, построенных на основании расчетов необратимых теоретических циклов. Соответственно и показатели цикла, характеризующие качество преобразования тепловой энергии, выделившейся

при сгорании топлива в цилиндре, в механическую работу, называют **индикаторными**. К ним относятся:

- удельная работа цикла (или среднее индикаторное давление) $p_i = L_i/V_h$;
- индикаторный КПД $\eta_i = L_i/Q_1$;
- индикаторная мощность $N_i = \frac{p_i V_h n}{30\tau_d}$;
- удельный индикаторный расход топлива $g_i = G_T/N_i$,

где L_i – индикаторная работа цикла, т.е. часть тепловой энергии, превращенной в механическую работу по перемещению поршня в цилиндре; Q_1 – количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива; n – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} ($n/2$ – частота циклов в минуту); τ_d – тактность двигателя; G_T – часовой расход топлива.

Среднее расчетное индикаторное давление вычисляется по уравнениям:

- бензиновые и газовые двигатели

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

- дизели

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Действительная удельная индикаторная работа в цилиндре меньше, чем рассчитанная по термодинамическим уравнениям. Отношение работы, определенной по индикаторной диаграмме цикла реального двигателя, к рассчитанной для необратимого термодинамического цикла называется

коэффициентом полноты диаграммы Φ_{Π} (табл. 2.16).

Таблица 2.16

Коэффициент полноты диаграммы

Тогда действительное среднее индикаторное давление $p_i = \Phi_{\Pi} p_{ip}$.

Тип двигателя	Коэффициент Φ_{Π}
Бензиновый и газовый	0,94...0,97
Дизель	0,92...0,95

При расчете цикла индикаторные показатели определяются по нижеприведенным формулам.

Индикаторные КПД:

– бензиновые двигатели и дизели

$$\eta_i = \frac{p_i R_{\mu} M_1 T_K}{p_K \eta_v H_u};$$

– газовые двигатели

$$\eta_i = \frac{p_i R_{\mu} M_1 T_K}{22,4 p_K \eta_v H_u},$$

где p_i , МПа; p_K , МПа; $R_{\mu} = 8,315$ кДж/(кмоль·К); T_K , К; H_u , кДж/кг; $22,4$ м³/кмоль.

Удельный индикаторный расход:

– жидкого топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i},$$

где H_u , МДж/кг; g_i , г/(кВт·ч);

– газообразного топлива

$$v_i = \frac{3600}{H_u \eta_i},$$

где v_i , м³/(кВт·ч), H_u , кДж/м³.

Так как низшие теплоты сгорания различных газообразных топлив значительно различаются, что затрудняет сравнение экономичности двигателей по расходу v_i , в практике широко используется параметр **удельный расход теплоты** q_i , кДж/(кВт·ч):

$$q_i = v_i H_u.$$

Индикаторная мощность определяется после вычисления рабочего объема цилиндра (см. подраздел 2.10.) по формуле

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{30 \tau_d}, \text{ а для двигателя } N_i = \frac{p_i i V_h n}{30 \tau_d},$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; i – количество цилиндров; τ_d – тактность двигателя; p_i – среднее индикаторное давление, МПа; V_h – рабочий объем цилиндра, дм³.

16. Определение индикаторных показателей цикла

Б) Расчетное среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned}
p_{ip} &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\
&= \frac{0,087 \cdot 8,8^{1,36}}{8,8 - 1} \left[\frac{3,90}{1,248 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,8^{1,248 - 1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,8^{1,36 - 1}} \right) \right] = \\
&= 1,0839 \text{ МПа} .
\end{aligned}$$

Принимаем коэффициент полноты диаграммы $\Phi_{\Pi} = 0,96$.

Действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = \Phi_{\Pi} p_{ip} = 0,96 \cdot 1,0839 = 1,0405 \text{ МПа}.$$

Индикаторный КПД при $p_k = p_o$ и $T_k = T_o$

$$\eta_i = \frac{p_i R_{\mu} M_1 T_k}{p_k \eta_v H_u} = \frac{1,0405 \cdot 8,315 \cdot 0,505 \cdot 298}{0,10 \cdot 0,819 \cdot 44000} = 0,361 .$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \text{ где } H_u = 44 \text{ МДж/кг};$$

$$g_i = 3600 / (44 \cdot 0,361) = 227 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Д) Расчетное среднее индикаторное давление

$$\begin{aligned}
p_{ip} &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \frac{0,089 \cdot 16,5^{1,38}}{16,5 - 1} \times \\
&\times \left[1,877(1,286 - 1) + \frac{1,877 \cdot 1,286}{1,200 - 1} \left(1 - \frac{1}{12,83^{1,200 - 1}} \right) - \frac{1}{1,38 - 1} \left(1 - \frac{1}{16,5^{1,38 - 1}} \right) \right] = \\
&= 0,9997 \text{ МПа} .
\end{aligned}$$

Действительное среднее индикаторное давление $p_i = \Phi_{\Pi} p_{ip}$. Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\Phi_{\Pi} = 0,94$

$$p_i = 0,94 \cdot 0,9997 = 0,9397 \text{ МПа} .$$

Индикаторный КПД при $p_k = p_o$ и $T_k = T_o$

$$\eta_i = \frac{p_i R_{\mu} M_1 T_k}{p_k \eta_v H_u} = \frac{0,9397 \cdot 8,315 \cdot 0,7485 \cdot 298}{0,10 \cdot 0,864 \cdot 42500} = 0,475 .$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \text{ где } H_u = 42,5 \text{ МДж/кг};$$

$$g_i = 3600 / (42,5 \cdot 0,475) = 178 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Г) Расчетное среднее индикаторное давление

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{0,080 \cdot 8^{1,37}}{8 - 1} \left[\frac{3,68}{1,28 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{1,28 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \left(1 - \frac{1}{8^{1,37 - 1}} \right) \right] =$$

$$= 0,8585 \text{ МПа}.$$

Действительное среднее индикаторное давление $p_i = \Phi_{\Pi} p_{ip}$. Принимаем коэффициент неполноты индикаторной диаграммы $\Phi_{\Pi} = 0,94$

$$p_i = 0,94 \cdot 0,8585 = 0,8070 \text{ МПа}.$$

Индикаторный КПД при $p_k = p_o$ и $T_k = T_o$

$$\eta_i = \frac{p_i R_{\mu} M_1 T_k}{22,4 p_k \eta_v H_u} = \frac{0,8070 \cdot 8,315 \cdot 10,006 \cdot 298}{22,4 \cdot 0,10 \cdot 0,759 \cdot 35000} = 0,336.$$

Удельный индикаторный расход газообразного топлива

$$v_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{35000 \cdot 0,336} = 0,306 \text{ м}^3 / (\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Удельный индикаторный расход теплоты

$$q_i = v_i H_u = 0,306 \cdot 35000 = 10710 \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Полученные в результате расчета значения индикаторных показателей сверяют с таблицей 2.17.

Таблица 2.17

Индикаторные показатели двигателей

Тип двигателя	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)	q_i , кДж/(кВт·ч)
Бензиновый:				
без наддува	0,4...1,4	0,25...0,40	205...300	—
с наддувом	0,9...1,9	0,30...0,40		
Дизель:				
без наддува	0,7...1,2	0,38...0,50	169...223	—
с наддувом	1,4...2,5	0,39...0,53	160...217	
Газовый:	0,6...0,9	0,28...0,38	—	8600...13400

2.9. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

К этим показателям относятся эффективные: мощность N_e , среднее давление или удельная работа $p_e = L_e/V_h$, КПД η_e , удельный расход топлива g_e , а для газовых двигателей – удельный расход теплоты q_e .

Эффективная мощность N_e , снимаемая с коленчатого вала, всегда меньше индикаторной мощности N_i , развиваемой газами в цилиндрах, на величину мощности механических потерь N_M :

$$N_e = N_i - N_M; \text{ соответственно } p_e = p_i - p_M.$$

К механическим потерям относятся затраты полезной работы внутри двигателя:

- на преодоление трения в цилиндропоршневой группе, кривошипно-шатунном механизме и других узлах;
- преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих в двигателе в воздушной, газовой и жидкостных средах;
- привод вспомогательных механизмов: маслонасос, топливный насос, вентилятор и другие агрегаты;
- осуществление очистки цилиндров от отработавших газов и наполнение их свежим зарядом (насосные потери);
- привод нагнетателя (в двигателе с механическим наддувом).

Величину механических потерь оценивают комплексными показателями: механическим КПД η_M или условным средним давлением механических потерь $p_M = L_M/V_h$.

Значение механического КПД определяется по результатам испытаний двигателя. Численно равен соотношению между эффективными и индикаторными показателями

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{g_i}{g_e} = \frac{\eta_e}{\eta_i}.$$

В расчетах циклов η_M принимают по статистическим данным для номинального режима (табл. 2.18) с учетом типа двигателя, частоты вращения, наличия наддува и других факторов.

В случае использования для оценки механических потерь параметра p_M он вычисляется по эмпирической формуле

$$p_M = A + B W_{п.с},$$

где $W_{п.с} = S n/30$ – средняя скорость поршня, принимаемая предварительно по табл. 2.19. Уточняется после определения размеров цилиндро-поршневой группы. Значения опытных коэффициентов A и B приведены в табл. 2.20. Условное среднее давление механических потерь p_M и механический КПД η_M связаны соотношением

$$\eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i}$$

Среднее эффективное давление определяется по формулам

$$p_e = p_i - p_M \text{ или } p_e = p_i \eta_M.$$

Таблица 2.18

Эффективные показатели двигателей

Тип двигателя	η_M	p_e , МПа	η_e	g_e , г/(кВт·ч)
Дизель: без наддува с наддувом	0,70...0,82	0,60...0,80	0,30...0,40	210...280 230...280*
	0,80...0,92	0,8...1,8	0,35...0,45	190...245
Бензиновый	0,75...0,90	0,6...1,2	0,25...0,33	260...340
Газовый	0,75...0,85	0,50...0,75	0,23...0,30	12...17**

* для дизелей с разделенными камерами сгорания;

** удельный расход теплоты, МДж/(кВт·ч).

Таблица 2.19

Средние скорости поршня

Тип двигателя	$W_{п}$, м/с
Бензиновый: легковых автомобилей грузовых	12...18 9...12
	Дизель: автомобильные тракторные
Газовый	7...12

Таблица 2.20

Значения коэффициентов A и B

Тип двигателя		A	B
Бензиновый	$S/D > 1$	0,049	0,0155
	$S/D < 1$	0,040	0,0135
Дизель с камерой сгорания	Нераздельной	0,090	0,0118
	Вихревой	0,095	0,0135
	Предкамерной	0,103	0,0153

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M \text{ или } \eta_e = p_e / p_i .$$

Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} ,$$

где H_u , МДж/кг.

Для двигателей, работающих на газообразном топливе:

– удельный расход ($\text{м}^3/\text{кДж}$) $v_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}$, где H_u , кДж/м³;

– удельный расход теплоты (кДж/(кВт·ч)) $q_e = 3600/\eta_e$.

17. Расчет эффективных показателей

Б) С учетом относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала принимаем среднюю скорость поршня $W_{п.с} = 11,8$ м/с (см. табл. 2.19).

Предварительно приняв отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D \leq 1$, определяем условное среднее давление механических потерь (см. табл. 2.20).

$$p_M = A + B W_{п.с} = 0,04 + 0,0135 \cdot 11,8 = 0,1993 \text{ МПа} .$$

Механический КПД

$$\eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i} = 1 - \frac{0,1993}{1,0405} = 0,808 .$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M = 1,0405 - 0,1993 = 0,8412 \text{ МПа} .$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,361 \cdot 0,808 = 0,292 .$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600}{44 \cdot 0,292} = 280 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} .$$

Д) С учетом относительно высокой частоты вращения коленчатого вала автомобильного дизеля принимаем среднюю скорость поршня $W_{п} = 11,8$ м/с (см. табл. 2.19).

Условное среднее давление механических потерь для дизеля с нераздельной камерой сгорания определяется по формуле (см. табл. 2.13)

$$p_M = A + B W_{п.с} = 0,090 + 0,0118 \cdot 11,8 = 0,2292 \text{ МПа} .$$

Механический КПД

$$\eta_M = 1 - \frac{p_M}{p_i} = 1 - \frac{0,2292}{0,9397} = 0,756 .$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M = 0,9397 - 0,2292 = 0,7105 \text{ МПа} .$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,475 \cdot 0,756 = 0,359 .$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{\text{Ни} \eta_e} = \frac{3600}{42,5 \cdot 0,359} = 236 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч} .$$

Г) Используем второй метод учета механических потерь. С учетом относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала двигателя принимаем $\eta_M = 0,80$ (см. табл. 2.18).

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \eta_M = 0,8070 \cdot 0,8 = 0,6456 \text{ МПа} .$$

Условное среднее давление механических потерь

$$p_M = p_i - p_e = 0,8070 - 0,6456 = 0,1614 \text{ МПа} .$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,336 \cdot 0,8 = 0,269 .$$

Удельный эффективный расход природного газа

$$v_e = \frac{3600}{\text{Ни} \eta_e} = \frac{3600}{35 \cdot 0,269} = 0,382 \text{ м}^3 / \text{кВт} \cdot \text{ч} .$$

Удельный расход теплоты

$$q_e = \frac{3600}{\eta_e} = \frac{3600}{0,269} = 13383 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{ч} .$$

2.10. РАЗМЕРЫ ЦИЛИНДРА И ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Рабочий объем цилиндра определяется по формуле, дм^3 ,

$$V_h = \frac{30 \tau_d N_e}{p_e n i} ,$$

где τ_d – тактность; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; i – число цилиндров; p_e – среднее эффективное давление, МПа; N_e – эффективная мощность, кВт.

Для определения диаметра цилиндра D и хода поршня S необходимо выбрать их отношение. Различают короткоходные ($S/D < 1$) и длинноходные ($S/D \geq 1$) двигатели.

От выбора значения S/D зависят соотношение между частотой вращения n и средней скоростью поршня $W_{п.с}$, а также габаритные размеры двигателя. Согласно формуле $W_{п.с} = S n/30$ при увеличении частоты вращения n для сохранения $W_{п.с}$ в допустимых пределах необходимо уменьшить ход поршня S и следовательно отношение S/D . Чрезмерное уменьшение S/D недопустимо, так как при этом ухудшается процесс сгорания топлива, а его увеличение вызывает рост механических потерь и износ деталей цилиндро-поршневой группы. Кроме того, отношение S/D влияет на наполнение цилиндров свежим зарядом, условия протекания теплообмена между рабочим телом и стенками внутрицилиндрового объема, на теплонапряженность, массово-габаритные и другие показатели двигателя.

При заданном V_h уменьшение S/D приводит к повышению силы давления газов на поршень. Также увеличиваются «вредные» объемы в надпоршневом зазоре. В результате экономические и экологические показатели двигателя ухудшаются.

Пределы отношений S/D на современных двигателях приведены в табл. 2.21.

По принятому отношению S/D определяют диаметр цилиндра, ход поршня:

Таблица 2.21

Пределы отношения S/D

Тип двигателя	S/D
Бензиновые и газовые	0,7...1,05
Дизели: автомобильные	0,9...1,2
тракторные	1,1...1,3

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}} ; S = D \left(\frac{S}{D} \right).$$

Полученные значения D и S округляются до целых чисел в миллиметрах с учетом рекомендуемых значений диаметров цилиндров, и определяются показатели двигателя.

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S .$$

Рабочий объем (литраж) двигателя

$$i V_h = V_h i .$$

Номинальная (максимальная) мощность

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{30 \tau_d} .$$

Индикаторная мощность, соответствующая номинальному режиму

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{30 \tau_d} .$$

Литровая мощность, кВт·ч,

$$N_{e \text{ л}} = N_e / i V_h .$$

Поршневая мощность, кВт/дм²,

$$N_{e \text{ п}} = \frac{4 N_e}{i \pi D^2} .$$

Часовой расход топлива, кг/ч или м³/ч,

$$G_T = N_e g_e / 1000 \quad \text{или} \quad V_T = N_e v_e .$$

Эффективный крутящий момент, Н·м

$$M_{ke} = \frac{9550 N_e}{n} .$$

18. Определение размеров цилиндра и показателей двигателя

Б) Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{30 \tau_d N_e}{p_e n i} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,8412 \cdot 4000 \cdot 4} = 0,4458 \text{ дм}^3 .$$

С учетом частоты вращения вала $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ и желанием улучшить протекание процесса сгорания топлива примем отношение $S/D=1,05$ (см. табл. 2.21).

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,4458}{3,14 \cdot 1,05}} = 0,815 \text{ дм.}$$

Ход поршня

$$S = D \left(\frac{S}{D} \right) = 0,815 \cdot 1,05 = 0,856 \text{ дм.}$$

Предварительно принимаем $D = 82 \text{ мм}$, $S = 86 \text{ мм}$.

Средняя скорость поршня

$$W_{\text{п.с}} = S n / 30 = 0,086 \cdot 4000 / 30 = 11,47 \text{ м/с.}$$

Отличие от ранее принятого $W_{\text{п.с}} = 11,8 \text{ м/с}$ составляет

$$(11,8 - 11,47) / 11,8 \cdot 100 = 2,8 \% < 3\%.$$

Окончательно принимаем $D = 82 \text{ мм}$, $S = 86 \text{ мм}$.

Отношение $S/D = 86/82 = 1,049$.

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,082^2}{4} \cdot 0,086 = 0,454 \text{ дм}^3.$$

Рабочий объем (литраж) двигателя

$$iV_h = 4 \cdot 0,454 = 1,816 \text{ дм}^3.$$

Номинальная (максимальная) мощность

$$N_e = \frac{p_e iV_h n}{30 \tau_d} = \frac{0,8412 \cdot 1,816 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 50,9 \text{ кВт.}$$

Литровая мощность

$$N_{e \text{ л}} = N_e / iV_h = 50,9 / 1,816 = 28,0 \text{ кВт/дм}^3.$$

Поршневая мощность

$$N_{e \text{ п}} = \frac{4 N_e}{i \pi D^2} = \frac{4 \cdot 50,9}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,082^2} = 24,1 \text{ кВт/дм}^2.$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e g_e / 1000 = 50,9 \cdot 280 / 1000 = 14,25 \text{ кг/ч.}$$

Эффективный крутящий момент

$$M_{ke} = \frac{9550 N_e}{n} = \frac{9550 \cdot 50,9}{4000} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Д) Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{30 \tau_d N_e}{p_e n i} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,7105 \cdot 4000 \cdot 4} = 0,5277 \text{ дм}^3.$$

С учетом относительно высокой частоты вращения вала двигателя для автомобильного дизеля принимаем $S/D = 1,0$ (см. табл. 2.21).

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,5277}{3,14 \cdot 1,0}} = 0,8760 \text{ дм.}$$

Ход поршня $S = 0,876$ дм.

Предварительно принимаем $D = 88$ мм; $S = 88$ мм.

Средняя скорость поршня

$$W_{п.с} = S n / 30 = 0,088 \cdot 4000 / 30 = 11,73 \text{ м/с.}$$

Отличие от ранее принятой $W_{п.с} = 11,8$ м/с составляет

$$(11,8 - 11,73) / 11,8 \cdot 100 = 0,6 \% < 3\%.$$

Окончательно принимаем: $S = D = 88$ мм = 0,88 дм = 0,088 м.

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,88^2}{4} \cdot 0,88 = 0,535 \text{ дм}^3.$$

Рабочий объем (литраж) двигателя

$$iV_h = 4 \cdot 0,535 = 2,14 \text{ дм}^3.$$

Номинальная мощность

$$N_e = \frac{p_e iV_h n}{30 \tau_d} = \frac{0,7105 \cdot 2,14 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 50,7 \text{ кВт.}$$

Литровая мощность

$$N_{e \text{ л}} = N_e / iV_h = 50,7 / 2,14 = 23,7 \text{ кВт/дм}^3.$$

Поршневая мощность

$$N_{e \text{ п}} = \frac{4 N_e}{i \pi D^2} = \frac{4 \cdot 50,7}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,88^2} = 20,8 \text{ кВт/дм}^2.$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e g_e / 1000 = 50,7 \cdot 236 / 1000 = 11,97 \text{ кг/ч.}$$

Эффективный крутящий момент

$$M_{кe} = \frac{9550 \cdot N_e}{n} = \frac{9550 \cdot 50,7}{4000} = 121 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Г) Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{30 \tau_d N_e}{p_e n i} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 50}{0,6456 \cdot 4000 \cdot 4} = 0,581 \text{ дм}^3.$$

С учетом относительно невысокой частоты вращения коленчатого вала принимаем $S/D = 1,04$ (см. табл. 2.21).

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,581}{3,14 \cdot 1,04}} = 0,8928 \text{ дм}.$$

Ход поршня

$$S = D \left(\frac{S}{D} \right) = 0,8928 \cdot 1,04 = 0,9285 \text{ дм}.$$

Предварительно принимаем $D = 90 \text{ мм}$; $S = 93 \text{ мм}$.

Средняя скорость поршня

$$W_{п.с} = S n / 30 = 0,093 \cdot 4000 / 30 = 12,4 \text{ м/с},$$

что не превышает предел, приведенный в табл. 2.19.

Окончательно $D = 90 \text{ мм} = 0,90 \text{ дм}$, $S = 93 \text{ мм} = 0,93 \text{ дм}$.

Рабочий объем цилиндра

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 0,90^2}{4} \cdot 0,93 = 0,591 \text{ дм}^3.$$

Рабочий объем (литраж) двигателя

$$iV_h = 4 \cdot 0,591 = 2,364 \text{ дм}^3.$$

Номинальная (максимальная) мощность

$$N_e = \frac{p_e iV_h n}{30 \tau_d} = \frac{0,6456 \cdot 2,364 \cdot 4000}{30 \cdot 4} = 50,9 \text{ кВт}.$$

Литровая мощность

$$N_{eл} = N_e / iV_h = 50,9 / 2,364 = 21,5 \text{ кВт/дм}^3.$$

Поршневая мощность

$$N_{eп} = \frac{4 N_e}{i \pi D^2} = \frac{4 \cdot 50,9}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,90^2} = 18,0 \text{ кВт/дм}^2.$$

Часовой расход топлива

$$V_T = N_e v_e = 50,9 \cdot 0,382 = 19,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Эффективный крутящий момент

$$M_{ке} = \frac{9550 N_e}{n} = \frac{9550 \cdot 50,9}{4000} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.11. ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ НАДДУВА

При расчете необратимых термодинамических циклов двигателей с наддувом дополнительно вычисляются: секундный расход воздуха через компрессор G_k , кг/с; мощность, затрачиваемая на привод компрессора N_k , кВт, а при газотурбинном наддуве также секундный расход газа через турбину G_r , кг/с и температура газа перед турбиной T_T , К.

Вычисления выполняются по уравнениям:

$$G_k = G_T \alpha l_0 / 3600 ;$$

$$N_k = \frac{G_k}{\eta_{к ад}} \frac{k}{k-1} R(T_k - T_0) ;$$

$$G_r = 0,98 G_k + G_T / 3600 ;$$

$$T_T = T_b \left(\frac{p_T}{p_b} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} ,$$

где G_T – часовой расход топлива, кг/ч; α – коэффициент избытка воздуха; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг возд/кг топл; $\eta_{к ад}$ – адиабатный КПД компрессора; k , k_T – показатели адиабат для воздуха и газов (перед турбиной); $R=287,2$ – газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·град.); p_T – среднее за цикл давление газа перед турбиной, предварительно принимается равным давлению остаточных газов p_r (см. подразд. 2.4.4.).

2.12. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

Объем камеры сжатия $V_c = V_h / (\epsilon - 1)$.

Полный объем цилиндра $V_a = V_h + V_c$.

Построение диаграммы начинается с принятия ее высоты H и ширины B в зависимости от формата листа, значений максимального давления цикла $p_{zр}$ (или p_z) и полного объема цилиндра V_a . Для определения масштабов

давления газов m_p и объемов m_v вычисляются отношения p_{z_p}/H и V_a/B и принимаются ближайšie кратные масштабы $m = a \cdot 10^x$, где a модуль кратности (1; 2; 2,5; 4; 5); x – целое положительное или отрицательное число. Оцифровка шкал выполняется по сантиметровой сетке. После принятия масштабов и оцифровки шкал для V и p проводят вертикальные линии ВМТ (через $V = V_c$) и НМТ (через $V = V_a$), а также горизонтальные через p_0 или p_k .

На линии НМТ отмечаются точки a (p_a) и b (p_b), а на ВМТ точки c (p_c) и z (p_{z_p}). В двигателях со смешанным подводом теплоты (дизели) отмечают точку z' , абсцисса которой $V_{z'} = V_c \rho$ где ρ – степень предварительного расширения.

Промежуточные точки для построения политроп сжатия и расширения определяют по уравнениям:

$$\begin{aligned} - \text{ сжатие } P_x &= P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}; \\ - \text{ расширение } P_{xp} &= P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}. \end{aligned}$$

Значения объемов V_x ближе к ВМТ выбираются с меньшим интервалом. Особенности построения индикаторных диаграмм для циклов с подводом теплоты при $V = \text{const}$ (бензиновые и газовые двигатели) и смешанным подводом теплоты (дизели) приведены в примерах.

19. Примеры построения индикаторных диаграмм:

Б) Объем камеры сжатия

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1) = 0,454 / (8,8 - 1) = 0,058 \text{ дм}^3.$$

Полный объем цилиндра $V_a = V_h + V_c = 0,454 + 0,058 = 0,512 \text{ дм}^3$.
принимая высоту диаграммы $H = 120 \text{ мм}$, ширину $B = 60 \text{ мм}$, тогда:

$$- \text{ масштаб давлений } m_p = \frac{p_{z_p}}{H} = \frac{6,5349}{120} = 0,0545 \text{ МПа/мм};$$

$$\text{ближайший кратный масштаб } m_p = 5 \cdot 10^{-2};$$

– масштаб объемов $m_v = \frac{V_a}{B} = \frac{0,512}{90} = 0,0057 \text{ дм}^3/\text{мм}$,

ближайший кратный масштаб $m_v = 5 \cdot 10^{-3}$;

Принимаем $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$; $m_v = 0,005 \text{ дм}^3/\text{мм}$.

Строим оси координат и наносим шкалы. Проводим линии ВМТ через $V = 0,058 \text{ дм}^3$ и НМТ через $V = 0,512 \text{ дм}^3$, и горизонтальную линию через $p_0 = 0,10 \text{ МПа}$ (рис. 2.2,а).

На линии НМТ отмечаем точку “а”, соответствующую $p_a = 0,0870 \text{ МПа}$, и точку “b” – $p_b = 0,4330 \text{ МПа}$. На линии ВМТ – точку “с” ($p_c = 1,6750 \text{ МПа}$) и “z_p” – ($p_{z_p} = 6,5349 \text{ МПа}$).

Давления для построения политроп вычисляем по формулам (табл. 2.22):

Таблица 2.22

– сжатие

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} = 0,0870 \left(\frac{0,512}{V_x} \right)^{1,36};$$

Параметры политроп сжатия и расширения

$V_x, \text{ дм}^3$	Сжатие $p_x, \text{ МПа}$	Расширение $p_{x_p}, \text{ МПа}$
0,512	0,0870	0,4330
0,400	0,1217	0,5892
0,300	0,1800	0,8437
0,200	0,3124	1,3995
0,150	0,4620	2,0040
0,100	0,8019	3,3240
0,075	1,1858	4,7597
0,058	1,6750	6,5349

– расширение

$$P_{x_p} = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} = 0,4330 \left(\frac{0,512}{V_x} \right)^{1,248}.$$

Д) Объем камеры сгорания

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1) = 0,535 / (16,5 - 1) = 0,035 \text{ дм}^3.$$

Полный объем цилиндра $V_a = V_h + V_c = 0,535 + 0,035 = 0,570 \text{ дм}^3$.

Принимаем высоту диаграммы $H = 140 \text{ мм}$, ширину $B = 100 \text{ мм}$, тогда:

– масштаб давлений $m_p = \frac{p_z}{H} = \frac{8}{140} = 0,057 \text{ МПа/мм}$;

ближайший кратный масштаб $m_p = 5 \cdot 10^{-2}$;

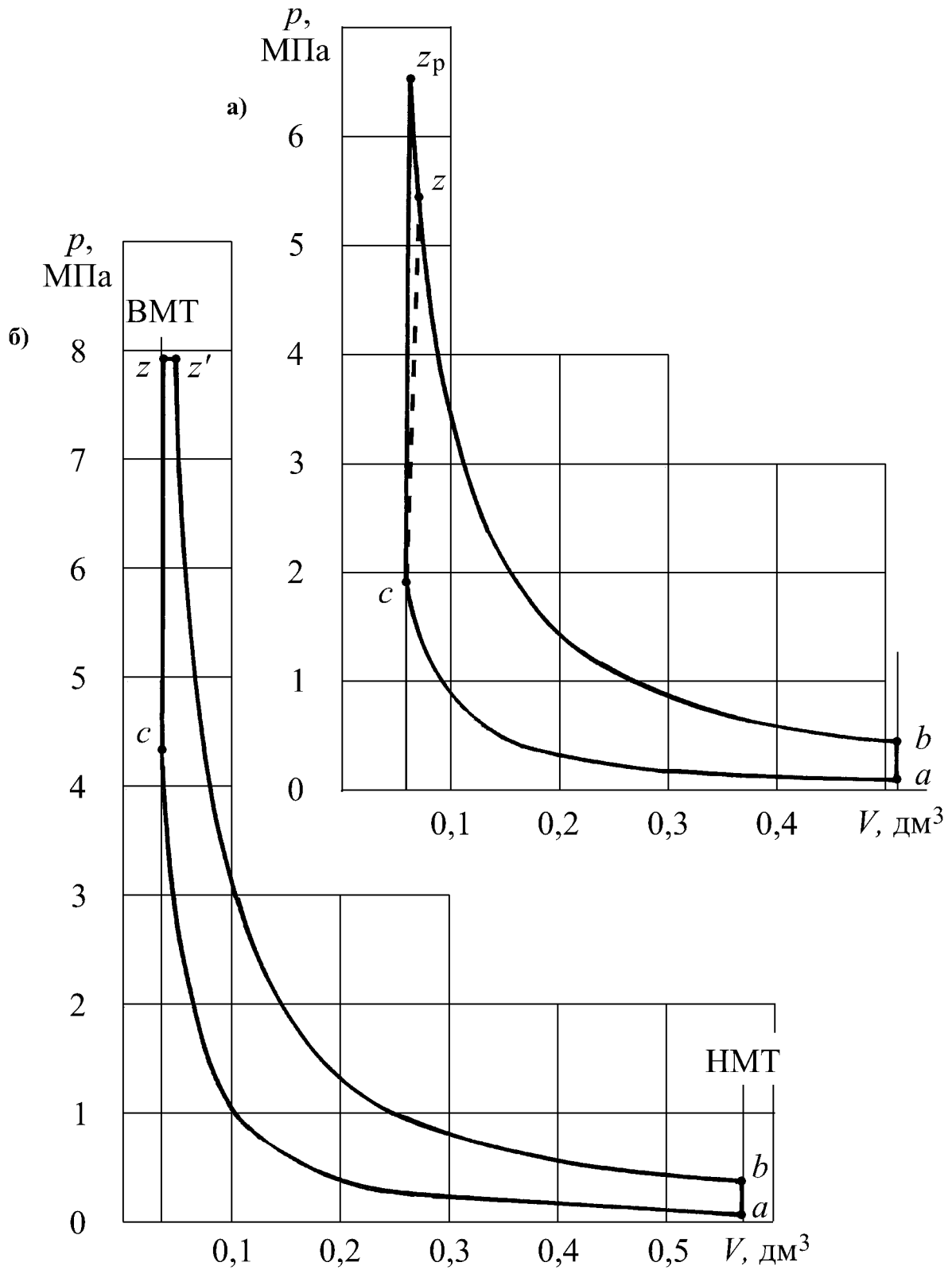


Рис. 2.2. Индикаторные диаграммы теоретических циклов: а – бензинового двигателя; б – дизеля

– масштаб объемов $m_v = \frac{V_a}{B} = \frac{0,57}{100} = 0,005 \text{ дм}^3 / \text{мм}$;

ближайший кратный масштаб $m_v = 5 \cdot 10^{-3}$.

Принимаем $m_p = 0,05 \text{ МПа/мм}$; $m_v = 0,005 \text{ дм}^3 / \text{мм}$.

Строим оси координат и наносим шкалы. Проводим линии ВМТ через $V = 0,035 \text{ дм}^3$ и НМТ через $V = 0,57 \text{ дм}^3$, и горизонтальную линию через $p_0 = 0,10 \text{ МПа}$ (рис. 2.2,б).

На линии НМТ отмечаем точку “а”, соответствующую $p_a = 0,0890 \text{ МПа}$, и точку “b” – $p_b = 0,3743 \text{ МПа}$. На линии ВМТ – точку “с” ($p_c = 4,2611 \text{ МПа}$) и “z” – ($p_z = 8,0 \text{ МПа}$). Абсцисса точки “z’” соответствует объему $V_{z'} = V_c \rho = 0,035 \cdot 1,286 = 0,045 \text{ МПа}$, а ордината $p_{z'} = p_z = 8 \text{ МПа}$.

Давления для построения политроп вычисляем по формулам (табл. 2.23):

Таблица 2.23

**Параметры политроп сжатия
и расширения**

$V_x,$ дм ³	Сжатие $p_x,$ МПа	Расширение $p_{xp},$ МПа
0,570	0,0890	0,3743
0,400	0,1451	0,5725
0,300	0,2158	0,8089
0,200	0,3776	1,3153
0,150	0,5617	1,8576
0,100	0,9829	3,0218
0,075	1,4619	4,2677
0,050	2,5581	6,9423
0,035	4,2611	8,0000

– сжатие

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} = 0,0890 \left(\frac{0,57}{V_x} \right)^{1,38};$$

– расширение

$$P_{xp} = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} = 0,3743 \left(\frac{0,57}{V_x} \right)^{1,200}.$$

2.13. ВНЕШНИЙ ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Внешним тепловым балансом называют распределение теплоты, выделившейся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, на отдельные составляющие.

Наиболее полную информацию о совершенстве теплоиспользования, тепловых потерях и путях возможного их уменьшения представляет тепловой баланс, составленный для различных режимов по скоростной, нагрузочной и другим характеристикам при испытании двигателя на стенде.

Тепловой баланс может быть представлен в абсолютных или относительных величинах.

Уравнение теплового баланса в абсолютных единицах (Дж/с) имеет вид

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{М}} + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{ост}}.$$

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива:

– жидкого $Q = H_u G_{\text{T}} / 3,6;$

– газообразного $Q = H_u V_{\text{T}} / 3,6,$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг или кДж/м³; G_{T} , V_{T} – часовые расходы жидкого, кг/ч и газообразного, м³/ч топлива.

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = N_e \cdot 1000,$$

где N_e – эффективная мощность, кВт.

Теплота, отводимая от деталей двигателя в систему охлаждения:

$$Q_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} (t_2 - t_1) c_p,$$

где $G_{\text{охл}}$ – расход охлаждающего вещества (жидкости или воздуха) через двигатель кг/с; t_1 и t_2 – температуры охлаждающего вещества на входе и выходе из двигателя °С; c_p – теплоемкость охлаждающего вещества, Дж/(кг·град).

Эта формула удобна при экспериментальном определении составляющих теплового баланса. При отсутствии данных $G_{\text{охл}}$, t_1 , t_2 в расчетах используются эмпирические формулы:

– жидкостное охлаждение $Q_{\text{охл}} = \frac{C i D^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u};$

– воздушное и жидкостное охлаждение $G_{\text{охл}} = B N_e g_e H_u / 3600,$

где C – коэффициент пропорциональности, принимаемый для четырехтактных двигателей без масляного радиатора $C = 0,45 \dots 0,53$; с радиатором $C = 0,41 \dots 0,47$; i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $m = 0,6 \dots 0,7$ – показатель степени для четырехтактных двигателей; α – коэффициент избытка воздуха; Hu , ΔHu – низшая теплота сгорания топлива и потеря теплоты при неполном сгорании ($\alpha < 1$), кДж/кг;

Таблица 2.24

Потери теплоты в систему охлаждения

Тип двигателя	Доля теплоты, отводимая в систему охлаждения	
	жидкостную	воздушную
Бензиновый и газовый	0,22...0,30	0,12...0,26
Дизель: без наддува	0,20...0,26	0,15...0,18
с наддувом	0,14...0,25	0,10...0,18

B – доля теплоты, отводимой в систему охлаждения (табл. 2.24).

Теплота, теряемая с отработавшими газами:

– жидкое топливо
$$Q_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{3,6} [M_2 (\mu c_p)_{t_r} t_r - M_1 (\mu c_p)_{t_0} t_0];$$

– газообразное
$$Q_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma}}{3,6 \cdot 22,4} [M_2 (\mu c_p)_{t_r} t_r - M_1 (\mu c_p)_{t_0} t_0],$$

где G_{Γ} , V_{Γ} – часовые расходы жидкого, кг/ч и газообразного, м³/ч топлива; M_2 , M_1 – количество продуктов сгорания и свежего заряда, кмоль/кг топл; μc_p – мольная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кмоль·град); t_r – температура остаточных газов (см. разд. 2.7); t_0 – температура свежего заряда на впуске, °С.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания ($\alpha < 1$):

$$Q_{н.с} = \Delta Hu G_{\Gamma} / 3,6;$$

для газообразного топлива

$$Q_{н.с} = \Delta Hu V_{\Gamma} / 3,6.$$

Теплота, передаваемая смазочному маслу от трущихся и охлаждаемых деталей. При наличии масляного радиатора:

$$Q_{\text{м}} = G_{\text{м}} (t_{\text{м}2} - t_{\text{м}1}) c_{\text{м}},$$

где $G_{\text{м}}$ – расход масла через радиатор, кг/с; $t_{\text{м}1}$, $t_{\text{м}2}$ – температура масла на входе и выходе из радиатора °С; $c_{\text{м}}$ – изобарная массовая теплоемкость масла, Дж/(кг·град).

При отсутствии радиатора или данных G_M, t_{M1}, t_{M2} значение Q_M включается в остаточный член уравнения баланса теплоты.

Остаточный член

$$Q_{\text{ост}} = Q - Q_e - Q_{\text{охл}} - Q_{\Gamma} - Q_M - Q_{\text{н.с.}}$$

Он учитывает потери теплоты в окружающую среду лучистым и конвективным теплообменом с поверхности двигателя, потери теплоты из-за неполноты сгорания вследствие его несовершенства (как при α меньших, так и больших единицы) и другие.

Для составления теплового баланса в относительных единицах каждую составляющую его относят к общему количеству теплоты и выражают в процентах. При этом

$$\sum \frac{Q_i}{Q} = 1.$$

Пример расчета теплового баланса приведен только для бензинового двигателя с жидкостным охлаждением.

20. Пример расчета

Уравнение теплового баланса принимаем в следующем виде:

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{н.с.}} + Q_{\text{ост.}}$$

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива:

$$Q = H_u G_T / 3,6 = 44000 \cdot 14,25 / 3,6 = 174167 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = N_e \cdot 1000 = 50,9 \cdot 1000 = 50900 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, отведенная в систему охлаждения:

$$Q_{\text{охл}} = \frac{C i D^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u}.$$

Коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей без масляного радиатора $C = 0,45 \dots 0,53$. Принимаем $C = 0,49$.

Показатель степени $m = 0,6 \dots 0,7$. Принимаем $m = 0,65$.

$$Q_{\text{охл}} = \frac{0,49 \cdot 4 \cdot 8,2^{1+2 \cdot 0,65} \cdot 4000^{0,65} (44000 - 2358)}{0,96 \cdot 44000} = 53601 \text{ Дж/с.}$$

Теплота, теряемая с отработавшими газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{G_T}{3,6} \left[M_2 (\mu c_p)_{t_r} t_r - M_1 (\mu c_p)_{t_0} t_0 \right];$$

$$\mu c_p = \mu c_v + 8,315 ; t_r = 1000 - 273 = 727 \text{ }^\circ\text{C} .$$

При $\alpha = 0,95$ (прил. 5):

$$\begin{aligned} (\mu c_v'')^{727} &= (\mu c_v'')^{700} + \frac{(\mu c_v'')^{800} - (\mu c_v'')^{700}}{800 - 700} 27 = \\ &= 24,868 + \left(\frac{25,280 - 24,868}{100} \right) 27 = 24,979 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} . \end{aligned}$$

Теплоемкость отработавших газов при $t_r = 727 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\alpha = 1$

$$(\mu c_v'')^{727} = 25,021 + \left(\frac{25,441 - 25,021}{100} \right) 27 = 25,2134 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} ;$$

При $t_r = 727 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\alpha = 0,96$

$$(\mu c_v'')^{727} = 24,979 + \left(\frac{25,134 - 24,979}{0,05} \right) 0,01 = 25,010 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} ;$$

$$(\mu c_p'')^{727} = (\mu c_v'') + 8,315 = 25,010 + 8,315 = 33,325 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} .$$

Теплоемкость свежего заряда (воздуха)

$$(\mu c_v'')^{25^\circ} = 20,759 + \left(\frac{20,839 - 20,759}{100} \right) 25 = 20,779 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} ;$$

$$(\mu c_p'')^{25^\circ} = 20,775 + 8,315 = 29,094 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град)} ;$$

$$Q_\Gamma = \frac{14,25}{3,6} (0,53684 \cdot 33,325 \cdot 727 - 0,505 \cdot 29,094 \cdot 25) = 50029 \text{ Дж/с} .$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива

$$Q_{\text{н.с}} = \Delta H_{\text{и}} G_T / 3,6 = 2358 \cdot 14,25 / 3,6 = 9334 \text{ Дж/с} .$$

Остаточный член

$$\begin{aligned} Q_{\text{ост}} &= Q - Q_e - Q_{\text{охл}} - Q_\Gamma - Q_{\text{н.с}} = 174167 - 50900 - 53601 - \\ &- 50029 - 9334 = 10303 \text{ Дж/с} . \end{aligned}$$

Относительные величины $q_i = Q_i / Q \cdot 100$ приведены в табл. 2.25.

Таблица 2.25

Показатели теплового баланса

Составляющие баланса	Q_i , Дж/с	q , %
Теплота, эквивалентная эффективной работе	50900	29,2
Потери теплоты:		
– в систему охлаждения	53601	30,8
– с отработавшими газами	50029	28,7
– из-за неполноты сгорания	9334	5,4
Остаточный член	10303	5,9
Общее количество теплоты	174167	100

2.14. РАСЧЕТ НЕОБРАТИМЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ НА ЭВМ**2.14.1. Описание программ расчета**

Алгоритм расчета необратимых процессов на ЭВМ соответствует методике, изложенной ранее, за исключением определения показателей политроп сжатия и расширения. В программе они вычисляются численным методом решения систем уравнений:

- сжатие

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1};$$

$$n_1 = 1 + \frac{8,315 (T_c - T_a)}{U_c - U_a};$$

- расширение (для дизеля)

$$T_b = T_{z'} / \delta^{n_2 - 1};$$

$$n_2 = 1 + \frac{8,315 (T_{z'} - T_b)}{\frac{(\xi_b - \xi_z) Hu}{M_1 (\mu_0 + \gamma_r)} + U_{z'} - U_b},$$

где ξ_b – коэффициент использования теплоты в точке “b” (окончание такта расширения). Значение $\xi_b > \xi_z$. Разность $\xi_b - \xi_z$ пропорциональна количеству теплоты, подведенной к рабочему телу в такте расширения. По опыту-

ным данным $\xi_b = 0,80 \dots 0,87$, а в двигателях с наддувом $\xi_b = 0,85 \dots 0,92$. С увеличением разности $\xi_b - \xi_z$ значение показателя политропы n_2 уменьшается.

Для двигателей с воспламенением от искры в приведенных формулах вместо значений δ, T_z, U_z подставляются соответственно ε, T_z, U_z .

Программам расчета циклов присвоены имена: BENDN – бензиновых двигателей; DIZDN – дизелей; GAZDN – газовых двигателей. Они включают два модуля: первый для расчета параметров цикла и данных для построения индикаторной диаграммы рабочих ходов (сжатия и расширения) и второй для расчета нагрузок в кривошипно-шатунном механизме. При ключе КО = 0 вычисления осуществляются только в первом модуле, а при КО = 1 и в первом, и во втором.

2.14.2. Указания по выбору исходных данных

Если целью расчета цикла является определение размеров цилиндра, т.е. диаметра цилиндра D и хода поршня S , то в исходных данных задается: КО = 0; DI = 000.0; SI = 000.0. (прил. 10).

Вычисленные значения D и S в миллиметрах (прил. 11) округляются до целых чисел, подставляются на места DI, SI и осуществляется повторный расчет, результаты которого могут быть использованы для построения индикаторной диаграммы. Расчет с принятыми значениями D и S может быть выполнен совместно с расчетом нагрузок в КШМ. Образец оформления исходных данных при КО = 1 приведен в прил. 12, а результаты в прил. 13.

Программы обеспечивают возможность расчетов цикла для вариантов, указанных в табл. 2.26.

Таблица 2.26

Выбор вариантов расчета цикла

Варианты расчета двигателей	π_k (PIK =)	η_k (SK =)	η_r (ST =)
Без наддува	1.000	1.00	1.00
С газотурбинным наддувом	более 1	менее 1	менее 1
С механическим наддувом	более 1	менее 1	1.00

Выбор значения степени повышения давления при наддуве π_k , обеспечивающего получение заданной мощности, целесообразно выполнять вариантным расчетом при различных π_k (РІК) и ключе КО = 0 (прил. 14).

Затем строится график зависимости $N_e = f(\pi_k)$, по которому находится требуемое значение π_k . С этим значением выполняется окончательный расчет цикла, а при необходимости и нагрузок в КШМ.

Выполнение расчетов по определению диаметра цилиндра D и хода поршня S , а также степени повышения давления π_k необходимо контролировать по соответствию вычисленных параметров их значениям на реальных двигателях.

Рекомендации по выбору исходных параметров подробно рассмотрены в разделах 2.3. – 2.10. При принятии исходных параметров в первую очередь руководствуются их опытными значениями у прототипа проектируемого двигателя. При отсутствии последних используются средние статистические данные с соответствующим обоснованием выбираемого конкретного значения и учетом влияния его на мощность и экономичность двигателя. Например, рассчитываемое значение эффективной мощности двигателя повышается при увеличении степени сжатия, механического КПД, степени повышения давления в компрессоре двигателя с наддувом, коэффициентов сопротивления впускной системы, полноты индикаторной диаграммы, использования теплоты, полезного действия турбокомпрессора.

2.14.3. Анализ результатов расчета

Анализ результатов расчета цикла имеет целью установить реальность полученных показателей. В табл. 2.27 приведены значения ряда параметров реальных двигателей внутреннего сгорания, позволяющие осуществить анализ результатов выполняемого расчета цикла.

Таблица 2.27

Основные параметры современных двигателей

Показатель	Дизель		Бензиновый	Газовый
	без наддува	с наддувом		
Коэффициент остаточных газов	0,03...0,06	0,02...0,04	0,04...0,12	0,04...0,10
Коэффициент наполнения на номинальном режиме	0,80...0,94	0,90...0,98	0,70...0,90	0,70...0,90
Давление в конце сжатия, МПа	3,5...6,0	до 8,0	0,9...1,9	1,0...2,0
Температура в конце сжатия, К	800...1000	до 1100	600...800	650...800
Показатели политроп:				
– сжатия	1,35...1,39	1,32...1,37	1,34...1,37	1,36...1,39
– расширения	1,15...1,28	1,15...1,30	1,20...1,30	1,25...1,35
Максимальная температура сгорания, К	1700...2300	1800...2500	2500...2900	2200...2500
Индикаторный КПД	0,38...0,50	0,39...0,53	0,25...0,4	0,28...0,38
Среднее индикаторное давление, МПа:	0,7...1,2	до 2,5	0,4...1,9	0,6...0,9
Удельный индикаторный расход:				
– топлива, г/(кВт·ч)	169...223	160...217	205...300	–
– теплоты, МДж/(кВт·ч)				8,6...13,4
Эффективный КПД	0,3...0,4	0,35...0,45	0,25...0,33	0,23...0,30
Среднее эффективное давление, МПа:	0,6...0,8	0,8...1,8	0,6...1,2	0,50...0,75
Удельный эффективный расход:				
– топлива, г/(кВт·ч)	210...280	190...245	250...325	–
– теплоты, МДж/(кВт·ч)	–	–	–	12...17
Максимальная температура газов перед турбиной, °С	–	650...800	–	–

3. РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ДВС НА ЭВМ

3.1. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ В ДВИГАТЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Системы уравнений математической модели, включающие уравнения баланса энергии, сохранения массы, состояния и эмпирические зависимости, предполагают использование квазистационарного метода их решения, т.е. учитывают изменение параметров только по времени. Поэтому программа рекомендуется для расчета двигателей с числом цилиндров не более четырех.

Процесс газообмена в цилиндре описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dM}{d\phi} = \frac{-G + G_{pc} - G_{cs} + G_{sc} + G_1 - G_{1s}}{6n_{\text{д}}}; \\ \frac{dp}{d\phi} = \frac{k}{V} \left\{ -p \frac{dV}{d\phi} + \frac{R}{6n_{\text{д}}} \left[-GT + \frac{c_{pp}}{c_p} G_{pc} T_P - G_{cs} T + \right. \right. \\ \left. \left. \frac{c_{ps}}{c_p} (G_{sc} + G_1) T_s - G_{1s} T - \frac{1}{c_p} \frac{dQ_{TO}}{d\phi} \right] \right\}; \\ T = \frac{pV}{RM}, \end{array} \right.$$

где M , G – масса и расходы газа через органы газораспределения; p , T , V – текущие значения давления, температуры и объема цилиндра; k , c_p , R – показатель адиабаты, изобарная теплоемкость и газовая постоянная; ϕ – угол поворота коленчатого вала; Q_{TO} – количество теплоты, участвующей в теплообмене между газом и стенками цилиндрического пространства.

Индексы обозначают: p , s – выпускной и впускной трубопроводы; pc – перетекание газа из объема p в объем цилиндра c ; $1s$ – обратный выброс свежего заряда в такте сжатия.

При моделировании процесса сгорания (методика И.И. Вибе) определяются:

- угол задержки воспламенения смеси

$$\varphi_i = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6n) \sqrt{\frac{T_H}{p_H}} e^{E_a / (8,315 T_H)} ;$$

- количество теплоты, выделившейся при сгорании топлива в цилиндре:

$$Q_z = \frac{\xi_z H_u}{M_1 (\gamma_r + 1)} ;$$

- относительная доля выгоревшего топлива к рассматриваемому моменту времени

$$x = 1 - e^{-6,91 \left(\frac{\varphi_{\text{тек}}}{\varphi_{\text{сг}}} \right)^{m+1}} ;$$

- доля топлива, выгоревшего за один градус поворота коленчатого вала (° п.к.в.):

$$\Delta x = e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_{\text{тек}} - 1}{\varphi_{\text{сг}}} \right)^{m+1}} - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi_{\text{тек}}}{\varphi_{\text{сг}}} \right)^{m+1}} ;$$

- текущее давление и температура газа в цилиндре

$$p_2 = Q_z \Delta x + p_1 \frac{F_c v_1 - v_2}{F_c v_2 - v_1} ; \quad F_c = \frac{k+1}{k-1} ; \quad T_2 = \frac{p_2 V}{R M} ,$$

где p_H, T_H – давление и температура рабочего тела в цилиндре в момент начала впрыска топлива; E_a – условная энергия активации предпламенных реакций, для дизельного топлива $E_a = (21000 \dots 25000)$ кДж/кмоль; $\varphi_{\text{тек}}$ – угол, для которого ведется расчет параметров процесса сгорания; $\varphi_{\text{сг}}$ – условная продолжительность сгорания, ° п.к.в.; m – показатель характера сгорания; p_1, p_2 и v_1, v_2 – давления и удельные объемы соответственно в начале и в конце рассматриваемого промежутка времени; F_c – фактор теплоемкости; $k = c_p/c_v$ – отношение теплоемкостей с учетом выгорания топлива.

При вычислении давления и температуры в процессе сгорания определяются их максимальные значения и соответствующие углы п.к.в.

В математической модели газотурбинного наддува (ГТН) использована общепризнанная замена турбины дросселем сопротивления. В этом случае система уравнений для выпускного трубопровода имеет вид

$$\frac{dp_p}{d\phi} = \frac{R}{6n_d V_p} \left(\sum_{j=1}^i G_{p_j} T_{p_j} - \sum G_T T_T + \frac{E_p}{c_p} \right);$$

$$\frac{dT_p}{d\phi} = \frac{T_p R}{p_p c_p} \frac{dp_p}{d\phi},$$

где $V_p = V_{тр} + i V_{кан}$ – объем выпускной системы; $V_{тр}$ – объем трубопровода; $V_{кан}$ – объем каналов в головках цилиндров; i – число цилиндров, подсоединяемых к трубопроводу; E_p – кинетическая энергия потока газа

$$G_{p_j} T_{p_j} = \frac{c_{pp}}{c_p} G_T - G_{pc} T_p;$$

$$\sum G_T = G_{TK} + G_{ПО},$$

где G_{TK} , $G_{ПО}$ – расходы газа через турбину и перепускное отверстие.

В дизеле с ГТН ротор турбокомпрессора (ТКР), обладающий запасом кинетической энергии E_{TK} , через турбину получает добавочную энергию E_{TU} от выпускных газов и через компрессор передает ее свежему заряду в количестве $E_{КО}$. Этот процесс описывается уравнением

$$\frac{dE_{TK}}{d\tau} = \frac{d(E_{TU} - E_{КО})}{d\tau},$$

где τ – время.

Кинетическая энергия ротора турбокомпрессора при установившемся вращении вычисляется по формуле

$$E_{TK} = \frac{J_{TK} \omega_{TK}^2}{2},$$

где момент инерции ротора ТКР (J_{TK} , кг·м²) для консольных колес и радиально-осевой турбины определяется по эмпирической формуле

$$J_{TK} = d_T^{4,74} \cdot 10^{-6},$$

d_T – диаметр рабочего колеса турбины, см; $\omega_{TK} = \pi n_{TK}/30$ – угловая скорость вращения ротора ТКР.

Энергия, передаваемая газами ротору через турбину за рассматриваемый промежуток времени $\Delta\phi$, °п.к.в., вычисляется по уравнению

$$E_{TU} = \frac{G_T H_T \eta_T \Delta\phi}{6n_d},$$

$$H_T = \frac{k_T}{k_T - 1} RT_T \left[1 - \left(\frac{p_{op}}{p_p} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right],$$

где η_T – КПД турбины с учетом ее импульсности; H_T – адиабатный теплоперепад в турбине (адиабатная работа 1 кг газа); n_d – частота вращения коленчатого вала двигателя; p_{op} – давление газа за турбиной; k_T – показатель адиабаты при температуре газа перед турбиной.

Расходы газа через турбину и клапаны вычисляются по формуле

$$G = \mu F \psi p / \sqrt{RT},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi = \sqrt{\frac{2K}{K-1} \left[\left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{p_o}{p} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}, \text{ если } \beta = \frac{p_o}{p} > \beta_{кр} \\ \psi = \sqrt{K \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}, \text{ если } \beta \leq \beta_{кр} \end{array} \right. ,$$

где μ – коэффициент расхода; F – сечение отверстия; p , T – давление и температура в резервуаре, откуда идет истечение; R – газовая постоянная; ψ – функция, зависящая от отношения давлений; p_o – давление в объеме (среде), куда идет истечение.

Коэффициент расхода через клапан вычисляется по эмпирической формуле

$$\mu_{кл} = 1,06 - Ah_{кл}; \quad A = 35 \dots 60.$$

Энергия, передаваемая за промежуток $\Delta\phi$ от компрессора свежему заряду:

$$E_{KO} = (E_{TK} + E_{TU}) / K_{TK},$$

где K_{TK} – коэффициент запаса энергии ТКР, определяемый по соотношению средних значений за цикл

$$K_{TK} = (E_{TKcp} + E_{TUcp}) / E_{KOcp}.$$

Энергия компрессора равна также

$$E_{KO} = \frac{G_K H_K \Delta\phi}{6n_d \eta_K},$$

$$H_K = \frac{k}{k-1} RT_O \left[\left(\frac{p_S}{p_O} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где η_K – КПД компрессора; H_K – адиабатная работа.

Из уравнения энергии компрессора следует

$$\left(\frac{G_K}{\eta_K} \right)_{\text{тек}} = \frac{6n_d E_{KO}}{\Delta \Phi H_K}.$$

Текущие значения G_K и η_K определяются с использованием универсальной характеристики компрессора. В ЭВМ она представляется в виде двух массивов коэффициентов аппроксимирующих функций $(G_K/\eta_K)_{\text{пом}} = f(\pi_K)$ для границы помпажа и $(G_K/\eta_K)_p = f(\pi_K, G_K)$ для области рабочих режимов. Для формирования характеристики компрессора в ЭВМ вводятся нижние и верхние значения степени повышения давления π_K , шаги изменения π_K и G_K , значения η_K и G_K при различных π_K на границе помпажа. В области рабочих режимов для каждого π_K с принятым шагом вводятся значения G_K и η_K в узловых точках пересечения линий π_K и η_K .

При расчете газообмена к моменту определения G_K известны значения π_K и отношение $(G_K/\eta_K)_{\text{тек}}$. Если при текущем π_K отношение $(G_K/\eta_K)_{\text{пом}} > (G_K/\eta_K)_{\text{тек}}$, то фиксируется факт появления помпажа в компрессоре и определяются лишь ориентировочные значения G_K и η_K , необходимые для продолжения расчета. В области рабочих режимов для определения текущих значений G_K и η_K используются аппроксимирующие функции, а также методы приближения и интерполирования с заданной точностью.

Система уравнений для впускного трубопровода имеет вид

$$\frac{dp_S}{d\Phi} = \frac{R}{6n_d V_S} \left(G_K T_K - \sum_{j=1}^i G_{S_j} T_{S_j} + \frac{E_S}{c_{P_S}} \right);$$

$$\frac{dT_S}{d\Phi} = \frac{RT_K}{p_S c_{P_S}} \frac{dp_S}{d\Phi};$$

$$G_{S_j} T_{S_j} = (G_1 - G_{SC}) T_S - \frac{G}{c_{P_S}} (G_{1S} + G_{CS}) T.$$

При расчете теплообмена коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Эйхельберга

$$\alpha_{\text{ГО}} = 7,8 \sqrt[3]{W_{\text{п.с}}} \sqrt{p T},$$

где $W_{\text{п.с}}$ – средняя скорость поршня.

Описанная математическая модель положена в основу программы расчета нестационарных процессов в дизеле с турбонаддувом. В программе предусмотрен ключ, регулирующий расчет только процесса газообмена или всего цикла. Перед началом расчетов программу настраивают на конкретный исследуемый двигатель, что достигается обеспечением совпадения в исходном варианте заданных и рассчитанных средних значений давлений в трубопроводах p_P и p_S , а также масс рабочего тела, прошедших за цикл через цилиндр, турбину и компрессор. При расчете всего цикла p_i вычисляется по результатам интегрирования индикаторной работы циклов. Среднее эффективное давление p_e равно разности среднего индикаторного давления p_i и механических потерь p_M :

$$p_e = p_i - p_M; \quad p_M = p_{\text{тр}} + p_{\text{в.м}} + p_{\text{ГО}},$$

где $p_{\text{ГО}}$ – затраты работы на газообмен, а $p_{\text{тр}}$ – затраты работы на преодоление трения в двигателе и $p_{\text{в.м}}$ – на привод вспомогательных механизмов на рассчитываемом скоростном режиме практически постоянны.

В случае расчета только процесса газообмена новое значение среднего эффективного давления вычисляется по формуле

$$p_{e \text{ н}} = p_e + \Delta p_i + \Delta p_{\text{ГО}}.$$

Для определения p_i используется уравнение

$$p_i = \frac{Hu}{L_0 V_h} \frac{\eta_i}{\alpha} M_1.$$

Приращение среднего индикаторного давления

$$\Delta p_i = A \Delta M_1, \quad \text{где } A = \frac{Hu}{L_0 V_h} \frac{\eta_i}{\alpha}$$

пропорционально приращению ΔM_1 только в теоретическом цикле. В действительном цикле оно меньше на 10...30 %, т. е. $\Delta p_i = A\xi_i\Delta M_1$, где ξ_i – коэффициент, представляющий отношение индикаторного КПД η_i к теоретическому КПД цикла η_t , значение которого может уточняться при настройке программы.

Затраты работы на газообмен, отнесенные к рабочему объему цилиндра $p_{ГО} = L_{ГО}/V_h$, включают: работу насосных ходов $p_{н.х}$, потери индикаторной работы вследствие предварения выпуска $p_{п.в}$ и приращение индикаторной работы в такте сжатия вследствие запаздывания окончания впуска (положительное при дозарядке и отрицательное при обратном выбросе) $p_{п.а}$ (см. рисунок). Приращение $\Delta p_{ГО} = \Delta p_{н.х} - \Delta p_{п.в} + \Delta p_{п.а}$.

Таким образом, эффективность газообмена может оцениваться критерием

$$p_{eн} = p_e + A\xi_i\Delta M_1 + \Delta p_{н.х} - \Delta p_{п.в} + \Delta p_{п.а},$$

где $p_{eн}$ – ожидаемое значение среднего эффективного давления при реализации в цикле параметров M_1 и $p_{ГО}$, полученных в результате расчета газообмена; p_e – значение среднего эффективного давления в исходном варианте.

Программа позволяет осуществлять расчет процессов в каждом цилиндре (до четырех) с учетом порядка их работы, с турбонаддувом и без наддува. При количестве цилиндров, подсоединенных к одному трубопроводу более четырех, необходим вариант программы, в которой расчет процессов в цилиндре выполняется только в первом цилиндре и учитываются газодинамические процессы в трубопроводах.

3.2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Пример оформления исходных данных по программе VIBE приведен в прил. 15. Идентификаторы в файле исходных данных в дальнейшем указываются в скобках.

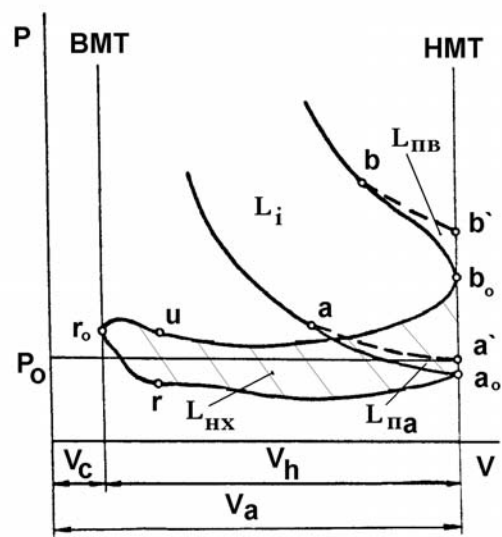


Схема процесса газообмена

Информация о результатах расчета регулируется идентификатором (МР). Для вывода ее необходимо на соответствующей позиции вместо нуля поставить число (табл. 3.1).

Диаметр, ход поршня, длина шатуна, степень сжатия, число цилиндров, дезаксаж, частота вращения коленчатого вала, часовой расход топлива, коэффициент избытка воздуха, средние эффективное и индикаторное давления принимаются по реальному двигателю или по результатам расчета цикла необратимых процессов.

Средние давления p_T , p_K и температуры T_T , T_K в трубопроводах выбираются на основании экспериментальных или полученных при расчете цикла необратимых процессов значений с учетом совместной работы двигателя и ТКР (расходной характеристики двигателя и универсальной характеристики компрессора).

Объемы трубопроводов V_p и V_s устанавливаются на основании экспериментальных измерений (проливкой) или по статистическим данным в зависимости от числа цилиндров, подсоединенных к трубопроводу, и рабочего объема цилиндра: выпускной трубопровод $V_p = \kappa_e V_h$, а впускной $V_s = \kappa_a V_h$. Ориентировочные значения коэффициентов κ_e и κ_a для двигателей с ГТН приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.1

Объем вывода результатов расчета

Номер позиции МР	Описание выводимой информации
1	Текущие перемещения поршня, объема цилиндра и скорости его изменения по углу п.к.в.
2	Текущие проходные сечения клапанов, геометрические и эффективные $\mu_{кл} F_{кл}$
3	Текущие значения давлений и масс рабочего тела по цилиндрам, давления и температуры в выпускном и впускном трубопроводах, степень повышения давления, расход и КПД компрессора
4	Текущие значения температуры газов в цилиндрах и теплосодержаний газа и воздуха
5	Параметры наддува
6	Текущие интегральные значения масс M_{pc} , M_{cs} , M_{sc} , M_{1s}
7	Рассчитанные константы
8	Угловые значения мертвых точек и моментов открытия и закрытия клапанов в цикле двигателя
9	Контроль ввода универсальной характеристики компрессора и вывод коэф-

10	фициентов в виде аппроксимирующих функций. Вывод дополнительной информации в зависимости от цели выполняемого расчета цикла двигателя.
----	---

Таблица 3.2

Отношение объема трубопровода к рабочему объему цилиндра

Число цилиндров	Выпускной трубопровод	Впускной трубопровод
1	0,1...0,2	более 10
2	0,4...1,0	6...8
3	0,6...1,5	3...4
4 и более	0,8...2,0	более 3

Для двигателей без наддува $V_p = (0,5...1,2)V_h$, $V_s > 1,8 \cdot V_h$.

Объемы каналов в головках цилиндров:

$$\text{выпускного } V_{\text{кан}} = (0,03...0,23)V_h;$$

$$\text{впускного } V_{\text{кан}} = (0,06...0,25)V_h.$$

Коэффициенты сопротивления (C2) и (C1) учитывают соответственно гидравлические потери в глушителе на выпуске и воздухоочистителя на впуске. Принимаются: (C2) = 1,00...1,02 и (C1) = 0,98...1,00.

Параметры системы газообмена принимаются по прототипу двигателя. При отсутствии таких данных используются эмпирические зависимости. Диаметр горловины впускного клапана рассчитывается по формуле

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4W_{\text{п.с}} F_{\text{п}}}{\pi i_{\text{кл}} W_{\text{вп}}}},$$

где $W_{\text{п.с}}$, $F_{\text{п}}$ – средняя скорость и площадь поршня; $i_{\text{кл}}$ – число одноименных впускных клапанов в головке цилиндра; $W_{\text{вп}}$ – средняя скорость свежего заряда в проходном сечении клапанов ($W_{\text{вп}} \approx 50...130$ м/с).

Диаметр горловины выпускного клапана у большинства двигателей без наддува обычно принят на 10...20 % меньше, чем у впускного. Полученные значения диаметра горловины должны находиться в пределах 0,35...0,45 от диаметра цилиндра.

Максимальный подъем толкателя

$$h_T = (0,16...0,28)d_{\Gamma}/\lambda_{\text{к}},$$

где $\lambda_{\text{к}}$ – отношение плеч коромысла клапана.

Фазы газораспределения принимаются по прототипу рассчитываемого двигателя. Профиль кулачков задается кодом (KW): 1 – безударный; 2 – выпуклый (описанный двумя радиусами); 3 – тангенциальный; 4 – ввод профиля таблицей. Подъем толкателя на участке сбег $h_{сб}$ принимается в соответствии с тепловым зазором в клапанах с учетом отношения плеч коромысел. Рекомендуемые тепловые зазоры в клапанах, мм:

- впускных 0,10...0,30;
- выпускных 0,25...0,60.

Радиус начальной окружности профиля кулачка $r_{но} = (1,5...4,0)h_{кл.мах}$. Большие значения принимаются для двигателей с наддувом. Радиус вершины профиля кулачка принимается $r_2 = 1,5...3,5$ мм. Радиус ролика толкателя $r_p = (0,64...0,66) d_T$.

Продолжительность подъема толкателя в градусах поворота распределительного вала, ° п.р.в.

$$\delta = (\varphi_{п} + 180 + \varphi_3) / 4,$$

где $\varphi_{п}$ – угол предварения открытия клапана; φ_3 – угол запаздывания закрытия клапана.

При вводе исходных данных для безударного профиля кулачка используются нижеприведенные рекомендации.

Скорость толкателя в конце сбег

$$W_T = 0,018...0,021 \text{ мм/}^\circ \text{ п.р.в.}$$

Продолжительность первого Φ_1 и второго Φ_2 участков

$$\Phi_1 = \delta / 3; \text{ и } \Phi_2 = 4^\circ \text{ п.р.в.}$$

При этом должны выполняться следующие условия:

$$\begin{aligned} \Phi_2 / \Phi_3 &= (0,10...0,15); \\ (\Phi_2 + \Phi_3) / \Phi_1 &= (1,5...3,0); \\ \Phi_1 &= (1,3...1,5)T, \end{aligned}$$

где Φ_3 – продолжительность третьего участка; T – период свободных колебаний механизма газораспределения по углу поворота кулачка.

$$\Phi_3 = \delta - \Phi_1 - \Phi_2; \quad T = 12 \pi n_{р.в} / \mu_T,$$

где $n_{р.в}$ – частота вращения кулачка, мин^{-1} ; μ_T – частота собственных колебаний привода. Для автомобильных и тракторных двигателей $\mu = 4000...5000$ рад/с.

Средние температуры стенок цилиндра, поршня и головок цилиндров принимаются на основании опытных или статистических данных. Давление в цилиндре в начале выпуска p_b при соответствующем угле ϕ_b принимается по экспериментальным индикаторным диаграммам или используется значение давления в конце такта расширения p_b , полученное при расчете цикла необратимых процессов в двигателе. Угол начала выпуска при этом принимается $\phi_b = 0$.

Рекомендуемые значения параметров, необходимых для расчета процесса сгорания, приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Параметры процесса сгорания

Параметр	Обозначение	Бензиновый	Дизель	
			без наддува	с наддувом
Продолжительность впрыска топлива, °п.к.в.	$\Phi_{впр}$	—	12...40	
Угол начала впрыска топлива, °п.к.в. до ВМТ	Θ	—	10...30	
Угол опережения зажигания на номинальном режиме, °п.к.в. до ВМТ	Θ	25...35	—	
Продолжительность сгорания, °п.к.в.	Φ_z	40...60	60...100	более 100
Коэффициент использования теплоты в т. Z	ξ_z	0,8...0,9	0,75...0,85	до 0,90
Показатель характера сгорания	m	3...4	-0,3...+0,7	

Если расчет двигателя с турбонаддувом ведется с фиксированными КПД компрессора и турбины, то значениям η_k и η_T присваиваются обычно максимальные значения, приводимые в технических данных турбокомпрессоров. Там же берутся диаметр рабочего колеса компрессора и диаметр перепускного отверстия в корпусе турбины. При вводе характеристик компрессора и турбины параметрам η_k и η_T присваиваются соответственно условные значения, равные 1,0.

Программы расчета нестационарных процессов в ДВС обеспечивают возможность углубленного изучения и исследования влияния различных факторов, представленных в исходных данных, на показатели отдельных процессов и двигателя в целом. Подробные сведения о порядке настройки программ на расчет конкретного двигателя и порядке работы с ними излагаются в соответствующих методических указаниях.

4. РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

На детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) действуют избыточная сила от давления газов в цилиндре и инерционные силы движущихся масс.

Величина их в течение цикла изменяется в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ . Для определения текущих значений силы от давления газов, действующей на поршень, индикаторную диаграмму, построенную на основании расчета термодинамического цикла в координатах $p-V$, перестраивают в координаты $p-\varphi$, а абсолютные давления газов уменьшаются на величину давления окружающей среды. Перестроение выполняется по методу Ф.А. Брикса или аналитическими методами, которые реализуются на ЭВМ.

Перемещение поршня S_x и текущий объем цилиндра V_x для дезаксиального механизма вычисляются соответственно по уравнениям

$$S_x = \sqrt{(R+L)^2 - e^2} - (R \cos \varphi + L \cos \beta);$$

$$V_x = \frac{\pi D^2}{4} S_x + V_c,$$

где φ – угол поворота коленчатого вала от ВМТ; β – угол отклонения шатуна от оси цилиндра; V_c – объем камеры сжатия; D – диаметр цилиндра; $R = S/2$ – радиус кривошипа; L – длина шатуна; e – дезаксаж.

Длина шатуна принимается по ее величине на прототипе рассчитываемого двигателя или определяется по уравнению

$$L = R/\lambda_{ш},$$

где отношение радиуса кривошипа к длине шатуна принимается по статическим данным $\lambda_{ш} = 0,23 \dots 0,30$.

Дезаксиальный механизм по сравнению с обычным ($e = 0$) имеет следующие особенности:

- меньше скорость поршня у ВМТ;
- более равномерный износ цилиндра;
- несколько увеличивается продолжительность такта впуска;
- силы инерции движущихся деталей КШМ возрастают.

Величина дезаксажа оценивается отношением $K_e = e/R$, которое обычно не превышает $K_e \leq 0,10$.

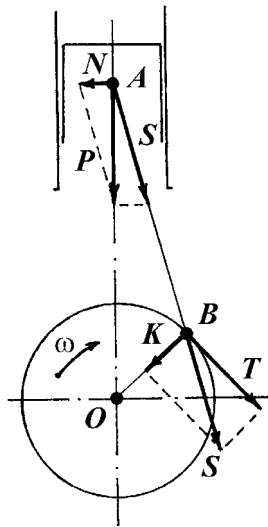


Схема сил, действующих в КШМ

Схема сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм, приведена на рисунке.

Суммарная сила P_Σ вычисляется по уравнению

$$P_\Sigma = P_\Gamma + P_j.$$

Сила от давления газов $P_\Gamma = p_\Gamma F_\Pi$, где p_Γ – избыточное давление газов на поршень; F_Π – площадь поршня.

Сила инерции поступательно движущихся деталей

$$P_j = m_{nj} R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda_{III} \cos 2\varphi),$$

где m_{nj} – масса поршневой группы и верхней части шатуна; $\omega = \pi n/30$ – угловая скорость вращения коленчатого вала; φ – угол поворота коленчатого вала.

Сила P_Σ раскладывается на две составляющие, действующие перпендикулярно оси цилиндра

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta$$

и по оси шатуна

$$S = P_\Sigma / \cos \beta.$$

Сила S , перенесенная на ось шатунной шейки, раскладывается на

– силу, действующую по радиусу кривошипа:

$$K = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

– силу, действующую перпендикулярно кривошипу – тангенциальную

$$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Текущий крутящий момент одного цилиндра

$$M_{кр.ц} = T R.$$

Средний индикаторный крутящий момент двигателя

$$M_i = \frac{R}{720} \sum_{x=0}^{x=720} T_x.$$

Результирующая сила, действующая на шатунную шейку:

$$R_{ш.ш} = \sqrt{T^2 + (K - m_{ш.к} R \omega^2)^2},$$

где $m_{ш.к}$ – масса части шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки.

Центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_R = -(m_R + m_{ш.к} - i_{пр} m_{пр}) R \omega^2,$$

$$m_{пр.} = \frac{m_{ну} R}{i_{пр} r_{пр}},$$

где m_R – масса вращающихся масс кривошипа, неуравновешенных противовесами; $m_{пр}$ – масса противовеса; $i_{пр}$ – количество противовесов на одном колене вала; $m_{ну}$ – масса неуравновешенных частей одного колена вала, в частном случае $m_{ну} = m_R$; $r_{пр}$ – радиус центра тяжести противовеса.

Массы элементов КШМ, необходимые для вычисления нагрузок, принимаются с учетом их значений у прототипа. При отсутствии таковых они могут быть приняты по статистическим данным (табл. 4.1), которые представляют отношение масс элементов m , кг к диаметру цилиндра D , м, т.е. $m' = m/D$.

При чугунном поршне относительная масса $m'_п$ увеличивается на 50...80 % (большие значения для меньших диаметров цилиндра).

Таблица 4.1

Относительные массы m' элементов КШМ, кг/м

Элемент КШМ	Бензиновые и газовые двигатели	Дизели
Поршневая группа, $m'_п$	5,0 - 11,0	9,0 – 28,0
Шатун, $m'_ш$	6,0 – 15,5	15,0 – 37,5
Неуравновешенные части одного колена вала (без противовесов), $m'_{ну}$		
– стального	9,0 – 15,5	12,5 – 37,0
– чугунного	6,0 – 14,0	9,0 – 28,0

Меньшие значения относительных масс принимаются для двигателей с меньшим значением максимального давления цикла и большей частотой вращения коленчатого вала.

Конструктивная масса шатуна зависит от отношения S/D . При $S/D < 1$ ее надо принимать близкой к нижнему пределу. Масса шатуна распределяется на части, отнесенные к оси поршневого пальца $m_{ш.п}$ и к оси шатунной шейки $m_{ш.к}$ по соотношениям:

$$m_{ш.п} = (0,2 - 0,3) m_{ш} \quad \text{и} \quad m_{ш.к} = (0,8 - 0,7) m_{ш}.$$

Тогда масса частей, совершающих поступательное движение,

$$m_{п.г} = m_{п} + m_{ш.п}.$$

Масса частей, совершающих вращательное движение,

$$m_R = m_{к} + m_{ш.к}.$$

Удельные силы, действующие на шатунную шейку, определяются по формулам:

– средняя

$$q_{ш.ср} = \frac{R_{ш.ш.ср}}{l_{ш.ш} d_{ш.ш}};$$

– максимальная

$$q_{ш.мах} = \frac{R_{ш.ш.мах}}{l_{ш.ш} d_{ш.ш}},$$

где $l_{ш.ш}$ – длина вкладыша на шатунной шейке; $d_{ш.ш}$ – диаметр шейки.

Допустимые значения удельных сил приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Допустимые удельные силы действующие на шатунную шейку

Тип двигателя	Удельная сила q , МПа	
	средняя	максимальная
Бензиновый и газовый	4...12	7...28
Дизель	6...16	20...42

Для расчета нагрузок в КШМ дополнительно вводятся следующие данные: диаметр $d_{ш.ш}$ и длина рабочей части $l_{ш.ш}$ шатунной шейки; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна R/L ; количество $i_{пр}$ и радиус

противовеса $r_{пр}$, массы деталей кривошипно-шатунного механизма, совершающих поступательное и вращательное движения; масса неуравновешенных частей.

Размеры шатунной шейки $d_{ш.ш}$ и $l_{ш.ш}$ принимаются либо по прототипу проектируемого двигателя, либо по среднестатистическим значениям относительных величин $d_{ш.ш}/D$ и $l_{ш.ш}/d_{ш.ш}$ [12], где D – диаметр цилиндра (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Относительные размеры шатунных и коренных шеек

Тип двигателя	Шатунная шейка	
	$d_{ш.ш}/D$	$l_{ш.ш}/d_{ш.ш}$
Бензиновый и газовый	0,52...0,73	0,45...0,62
Дизель	0,47...0,86	0,50...0,65

Результаты расчета нагрузок, действующих в КШМ, выводятся в виде таблицы удельных сил, идентификаторы которых соответствуют обозначениям на рисунке. Значения крутящих моментов в многоцилиндровом двигателе суммируются табличным методом с учетом порядка работы цилиндров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии изложены методики расчета циклов поршневых двигателей: бензинового, дизеля и газового.

При проведении практических занятий с целью лучшего усвоения студентами теории двигателей и более глубокого понимания сущности происходящих в них процессов расчеты необратимых термодинамических циклов целесообразно выполнять с помощью калькулятора.

При работе над курсовым или дипломным проектами расчеты рекомендуется выполнять на ПК ЭВМ, в каждом случае обосновывая значения принимаемых параметров и анализируя полученные результаты. Учебное пособие предполагает, что к программам расчетов на ЭВМ имеются соответствующие методические указания по их использованию.

Материал, изложенный в пособии, окажет несомненную помощь как студентам дневного, так и заочного обучения.

Авторы будут признательны за замечания и предложения по учебному пособию, которые следует направлять по адресу: 600000, г. Владимир, ул. Горького, 87, кафедры ДВС. Электронная почта: ignatov_ms@mail.ru.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Автомобильные бензины

Обозначение	Нормативный документ	Октановое число		Рекомендуемая степень сжатия
		Моторный метод	Исследовательский метод	
А-72	ГОСТ 2084-77	72	–	7,0
А-76	ГОСТ 2084-77	76	–	7,5
АИ-80	ГОСТ Р 51105-97 и ТУ 38.001165-97 (экспортное)	76	80	8,0
АИ-91	Федеральный стандарт ГОСТ Р 51105-97	82,5	91	9,0
АИ-92	ТУ 38.001165-97	85	92	9,2
АИ-93	ГОСТ 2084-77	85	93	9,3
АИ-95	ГОСТ Р 51105-97	85	95	9,5
АИ-96	ТУ 38.001165-97	85	96	9,6
АИ-98	ГОСТ Р 51105-97	87	98	10,0

Приложение 2

Дизельные топлива

Марка топлива	Нормативный документ	Цетановое число (дизельный индекс) не менее	Температура застывания, °С, не выше	Массовая доля серы, %, не более	Зольность, %, не более	Коксуемость 10%-ного остатка, %, не более	Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более
Л	ГОСТ 305-82	45	-10	0,5	0,01	0,2	860
З	ГОСТ 305-82	45	-35	0,5	0,01	0,3	840
А	ГОСТ 305-82	45	-55	0,3	0,01	0,3	830
ДЛЭ	ТУ 38401-58-110-94	(53)	-10	0,2	0,01	0,2	860
ДЗЭ	ТУ 38401-58-110-94	(53)	-35	0,2	0,01	0,2	845
ДЗп-15/-25	ТУ 38401-58-36-92	45	-35	0,5	0,01	0,2	860
ДАп-35/-45	ТУ 38401-58-36-92	40	-55	0,4	0,01	0,2	840
ДЛЭЧ-В	ТУ 381011348-90	45	-10	0,1	0,01	0,2	860
ДЛЭЧ	ТУ 381011348-90	45	-10	0,1	0,01	0,2	860
ДЗЭЧ	ТУ 381011348-90	45	-35	0,1	0,01	0,2	840
ДЭК-Л	ТУ 38401-58-170-96	49	-10	0,1	0,01	0,3	860
ДЭК-З	ТУ 38401-58-170-96	45	-35	0,1	0,01	0,3	860
ДЭКп-Л	ТУ 38401-58-170-96	49	-10	0,1	0,04	0,3	860
ДЭКп-З -15°С	ТУ 38401-58-170-96	45	-25	0,1	0,04	0,3	860
ДЭКп-З -20°С	ТУ 38401-58-170-96	45	-35	0,1	0,04	0,3	860

Приложение 3

Газообразные топлива

а) сжатый природный газ (СПГ) по ГОСТ 27577-87

Показатель	Значение показателя
Низшая теплота сгорания, МДж/м ³	32,6...36,0
Относительная плотность к воздуху, не менее	0,56...0,62
Расчетное октановое число, не менее	105
Концентрация сероводорода, г/м ³ , не более	0,02
Концентрация меркаптановой серы, г/м ³ , не более	0,036
Масса механических примесей, мг/м ³ , не более	1,0
Суммарная объемная доля негорючих компонентов, %	7,0
Содержание воды, мг/м ³ , не более	9,0
Избыточное давление в баллонах, МПа	19,0...19,6

б) сжиженные нефтяные газы (СНГ)

Показатель	Марка топлива		
	ПБА	ПА	ЭПА
	ГОСТ 27578-87		ТУ-381011184-89
Массовые доли компонентов, %:			
- пропан	50 ± 10	90 ± 10	85 ± 10
- сумма непредельных углеводородов, не более	6	6	6
Объемная доля жидкого остатка при +40 °С, %	Отсутствует	Отсутствует	Следы
Базовая температура для регламентации максимального избыточного давления насыщенных паров 1,6 МПа, °С	+45	+0	+5
То же, для минимального давления 0,07 МПа, °С	-20	-35	-40
Массовая доля серы и сернистых соединений, %, не более	0,01	0,01	0,01
Применение при температуре окружающей среды, °С	+45 -45	+20 -35	Ниже -35

Приложение 4

Теплоемкости газов

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Средняя молярная теплоемкость газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град)						
	Воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,160	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2500	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

Приложение 5

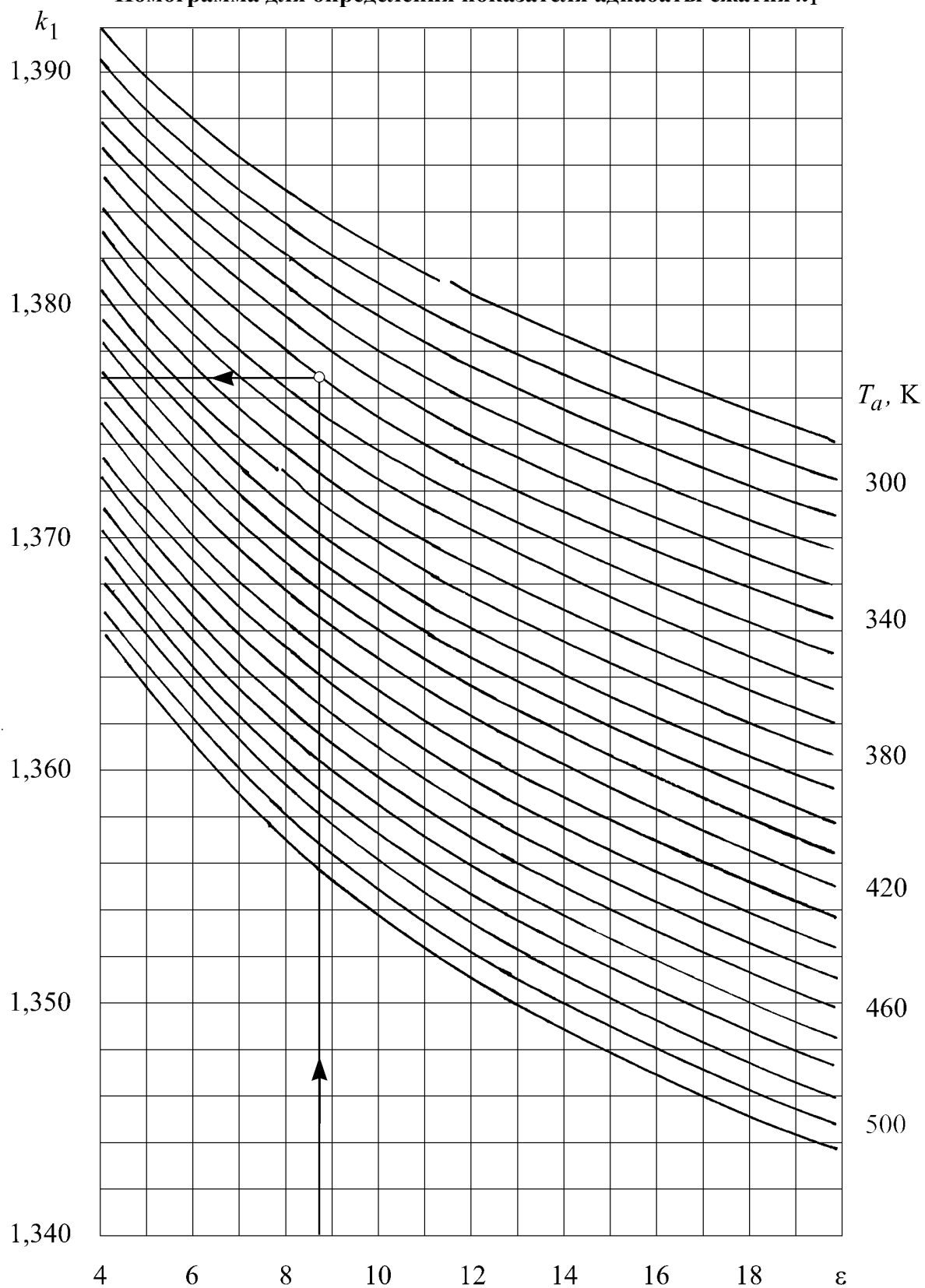
$t, ^\circ\text{C}$	СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ μC_V , КДЖ/(КМОЛЬ·ГРАД) БЕНЗИНА ПРИ КОЭФФИЦИЕНТЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	2,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,973	23,293	23,200	23,115	23,036	22,964	2,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Приложение 6

t, °C	СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ μC_v , КДЖ/(КМОЛЬ·ГРАД) ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА ПРИ КОЭФФИЦИЕНТЕ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА											
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,417	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

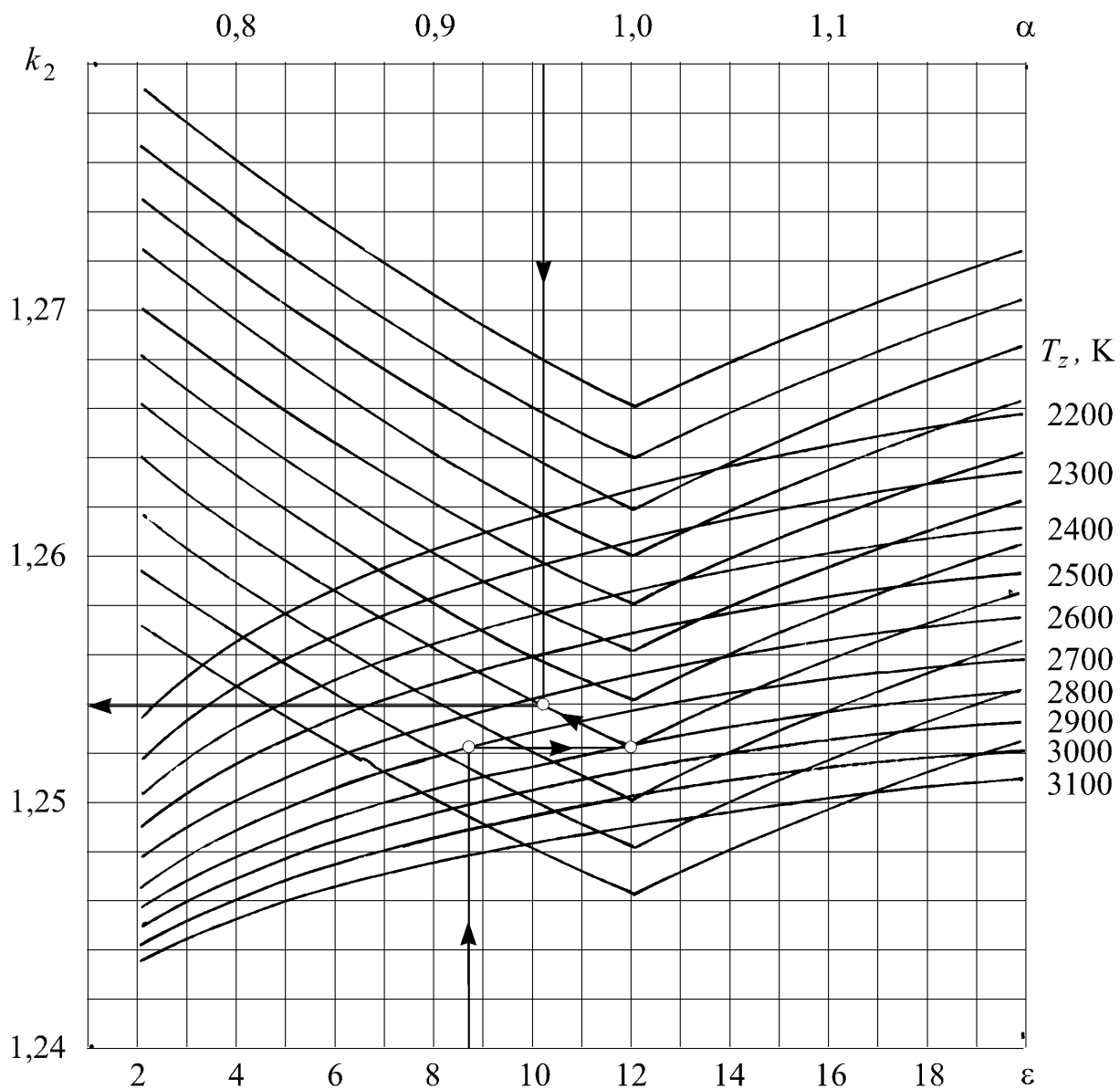
Приложение 7

Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия k_1

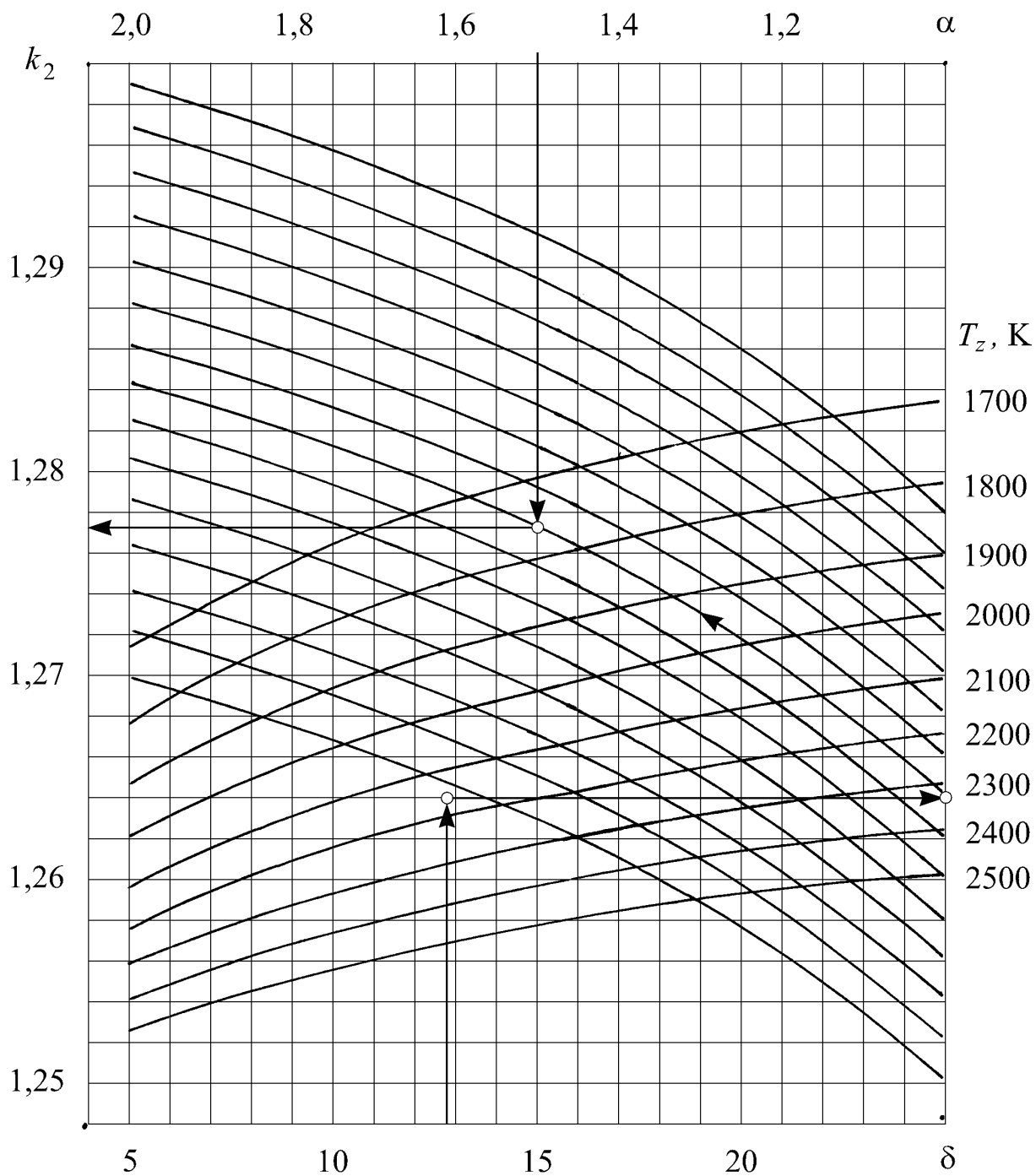


Приложение 8

Номограмма для определения показателя адиабаты расширения
в бензиновом двигателе k_2



Номограмма для определения показателя адиабаты расширения k_2 в дизеле



Пример оформления исходных данных для расчета цикла бензинового двигателя

VENDN	Студент	гр. Д-
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=0		
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....		PO=0.1000
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....		TO=298.00
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, кВт.....		BNE=050.0
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, мин ⁻¹		OB=4000.0
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....		KC=04
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....		SG=08.8
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....		DI=081.0
ХОД ПОРШНЯ, мм.....		SI=085.0
ДЕЗАКСАЖ		DEZ=0.0
ОТНОШЕНИЕ S/D.....		SD=1.0500
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....		ORL=0.260
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....		AL=0.96
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....		ETM=0.808
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....		PIK=1.000
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ..		DT=05.0
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....		TR=1000.0
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....		C1=0.87
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....		C2=1.16
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....		DOZ=1.00
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....		FID=0.96
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'Z'.....		CIZ=0.86
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'B'.....		CIB=0.90
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....		DPX=0.0000
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, °С.....		DTX=000.0
КПД: НАГНЕТАТЕЛЯ		SK=1.000
ТУРБИНЫ.....		ST=1.000

Пример результатов расчета

BENDN	Студент	гр. Д-			
РАСЧЕТ ЦИКЛА БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ					

И С Х О Д Н Ы Е	П А Р А М Е Т Р Ы	ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА			
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=0		УГОЛ ПЕРЕМ. ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.			
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....PO= .1000		ПКВ, ПОРШНЯ, ОБЪЁМ, ДАВЛЕНИЕ, ТЕМПЕР.,			
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....ТО=298.0		град.	мм	дм ³	МПа
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, кВт.....ВНЕ= 50.0					К
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, мин ⁻¹ОВ=4000.0		180	84.50	.4849	.0870
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....КС= 4		190	84.02	.4825	.0876
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....SG= 8.8		200	82.60	.4752	.0894
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....ДИ= .0		210	80.22	.4631	.0927
ХОД ПОРШНЯ, мм.....СИ= .0		220	76.90	.4463	.0975
ДЕЗАКСАЖ.....ДЕЗ= .000		230	72.66	.4247	.1044
ОТНОШЕНИЕ S/D.....SD=1.050		240	67.55	.3987	.1139
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....ORL= .260		250	61.63	.3686	.1269
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....AL= .960		260	55.01	.3349	.1448
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....ЕТМ= .808		270	47.84	.2984	.1697
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....РИК=1.000		280	40.33	.2984	.2049
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ..DT= 5.0		290	32.73	.2216	.2557
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....TR=1000.0		300	25.30	.1838	.3307
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....С1= .87		310	18.35	.1484	.4437
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....С2=1.16		320	12.17	.1170	.6156
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....DOZ=1.00		330	7.04	.0909	.8713
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....FID= .96		340	3.19	.0713	1.2165
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ ''Z''....С1Z= .86		350	.81	.0592	1.5722
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ ''В''....С1В= .90		360	.00	.0551	1.7359
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....DPX= .0000		361	.01	.0551	6.5362
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, °С.....DTX= .0		362	.03	.0553	6.5185
КПД: НАГРЕВАТЕЛЯSK=1.000		363	.07	.0555	6.4891
ТУРБИНЫ.....ST=1.000		364	.13	.0558	6.4484
		365	.20	.0561	6.3968

ВЫЧИСЛЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ					
	366	.29	.0566	6.3348	2749.2
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....= 80.48	367	.40	.0571	6.2629	2743.7
ХОД ПОРШНЯ, мм.....= 84.50	368	.52	.0577	6.1819	2737.4
ДАВЛЕНИЕ НАДДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....= .1000	369	.65	.0584	6.0925	2730.3
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К=298.0	370	.81	.0592	5.9955	2722.6
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, дм ²= .5086	371	.98	.0601	5.8916	2714.2
РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ЦИЛИНДРА, дм ³= .4298	372	1.16	.0610	5.7817	2705.1
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....= .054	373	1.36	.0620	5.6666	2695.5
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....= .819	374	1.58	.0631	5.5472	2685.4
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .0870	375	1.81	.0643	5.4242	2674.8
ТЕМПЕРАТУРА, К.....=338.8	376	2.05	.0655	5.2985	2663.7
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....=1.376	377	2.31	.0669	5.1706	2652.2
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.7359	378	2.59	.0683	5.0414	2640.4
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 771.7	379	2.88	.0698	4.9114	2628.2
МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....=2764.9	380	3.19	.0713	4.7812	2615.7
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА: расчетное, МПа.....=6.5420	390	7.04	.0909	3.5615	2482.9
действительное, МПа....=5.5607	400	12.17	.1170	2.6211	2351.8
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ.....=3.769	410	18.34	.1484	1.9632	2234.6
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....=1.215	420	25.29	.1838	1.5144	2134.3
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .4658	430	32.72	.2215	1.2067	2050.3
ТЕМПЕРАТУРА, К.=1732.5	440	40.32	.2602	.9923	1980.5
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.0804	450	47.83	.2984	.8402	1923.1
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 61.9	460	55.00	.3348	.7305	1876.0
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=218.2	470	61.62	.3685	.6502	1837.8
КПД= .375	480	67.54	.3987	.5910	1807.0
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .8729	490	72.66	.4247	.5473	1782.6
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 50.0	500	76.90	.4462	.5153	1763.7
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=270.0	510	80.22	.4631	.4926	1749.7
КПД.....= .303	520	82.59	.4752	.4774	1740.1
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н·м.....=119.38	530	84.02	.4825	.4687	1734.4
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....=11.27	540	84.50	.4849	.4658	1732.5
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....=13.50					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....=194.00					

Пример результатов расчета цикла и нагрузок в КШМ

VENDN Студент гр. Д-
 РАСЧЕТ ЦИКЛА БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

И С Х О Д Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы

ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

И С Х О Д Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы	ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА
КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=1	УГОЛ ПЕРЕМ. ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....PO= .1000	ПКВ, ПОРШНЯ, ОБЪЁМ, ДАВЛЕНИЕ, ТЕМПЕР.,
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....TO=298.0	град. мм дм ³ МПа К
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ, кВт.....BNE= 50.0	
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, мин ⁻¹OB=4000.0	180 85.00 .4942 .0870 340.3
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....KC= 4	190 84.52 .4917 .0876 341.0
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....SG= 8.8	200 83.09 .4843 .0894 342.9
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....DI= 81.0	210 80.69 .4720 .0927 346.3
ХОД ПОРШНЯ, мм.....SI= 85.0	220 77.36 .4548 .0975 351.1
ДЕЗАКСАЖ.....DEZ= .000	230 73.10 .4328 .1044 357.7
ОТНОШЕНИЕ S/D.....SD=1.050	240 67.95 .4063 .1139 366.4
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....ORL= .260	250 61.99 .3756 .1269 377.3
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....AL= .960	260 55.33 .3413 .1448 391.2
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....ETM= .808	270 48.13 .3041 .1697 408.5
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....PIK=1.000	280 40.57 .3041 .2049 430.2
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ.....DT= 5.0	290 32.92 .2258 .2557 457.0
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....TR=1000.0	300 25.45 .1873 .3307 490.3
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C1= .87	310 18.46 .1513 .4437 531.4
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C2=1.16	320 12.25 .1193 .6156 581.2
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....DOZ=1.00	330 7.08 .0927 .8713 639.1
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....FID= .96	340 3.21 .0727 1.2165 700.2
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ ''Z''.....CIZ= .86	350 .81 .0603 1.5722 751.0
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ ''В''.....CIV= .90	360 .00 .0562 1.7359 771.7
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....DPX= .0000	361 .01 .0562 6.5362 2764.5
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, °С.....DTX= .0	362 .03 .0563 6.5185 2763.2
КПД: НАГНЕТАТЕЛЯSK=1.000	363 .07 .0565 6.4891 2761.0
ТУРБИНЫ.....ST=1.000	364 .13 .0568 6.4484 2757.9

	365	.20	.0572	6.3968	2754.0
ВЫЧИСЛЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ	366	.29	.0577	6.3348	2749.2
	367	.40	.0582	6.2629	2743.7
	368	.52	.0588	6.1819	2737.4
ДАВЛЕНИЕ НАДДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....= .1000	369	.66	.0595	6.0925	2730.3
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К=298.0	370	.81	.0603	5.9955	2722.6
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, дм ²= .5153	371	.98	.0612	5.8916	2714.2
РАБОЧИЙ ОБЪЁМ ЦИЛИНДРА, дм ³= .4380	372	1.17	.0622	5.7817	2705.1
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....= .054	373	1.37	.0632	5.6666	2695.5
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....= .819	374	1.58	.0643	5.5472	2685.4
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .0870	375	1.82	.0655	5.4242	2674.8
ТЕМПЕРАТУРА, К.....=338.8	376	2.07	.0668	5.2985	2663.7
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....=1.376	377	2.33	.0682	5.1706	2652.2
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.7359	378	2.61	.0696	5.0414	2640.4
ТЕМПЕРАТУРА, К.....= 771.7	379	2.90	.0711	4.9114	2628.2
МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....=2764.9	380	3.21	.0727	4.7812	2615.7
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА: расчетное, МПа.....=6.5420	390	7.08	.0926	3.5615	2482.9
действительное, МПа.....=5.5607	400	12.24	.1192	2.6211	2351.8
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ СГОРАНИИ.....=3.769	410	18.45	.1512	1.9632	2234.6
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....=1.215	420	25.44	.1873	1.5144	2134.3
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .4658	430	32.91	.2258	1.2067	2050.3
ТЕМПЕРАТУРА, К.=1732.5	440	40.56	.2652	.9923	1980.5
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....=1.0804	450	48.12	.3041	.8402	1923.1
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 63.1	460	55.32	.3412	.7305	1876.0
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=218.2	470	61.98	.3756	.6502	1837.8
КПД= .375	480	67.94	.4063	.5910	1807.0
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .8729	490	73.09	.4328	.5473	1782.6
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 51.0	500	77.35	.4548	.5153	1763.7
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=270.0	510	80.69	.4720	.4926	1749.7

Продолжение прил. 13

КПД.....	= .303	520	83.08	.4843	.4774	1740.1
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н·м.....	=121.65	530	84.52	.4917	.4687	1734.4
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....	=11.33	540	85.00	.4942	.4658	1732.5
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....	=13.76					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....	=197.70					

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ НАГРУЗОК В КШМ

ДЛИНА РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ВКЛАДЫША ШАТУН. ПОДШИПНИКА, м...	= .024
ДИАМЕТР ШАТУННОЙ ШЕЙКИ, м.....	= .048
РАДИУС ПРОТИВОВЕСА, м.....	= .0490
МАССА ПОРШНЕВОГО КОМПЛЕКТА И ЧАСТИ ШАТУНА, ОТНЕСЕН- НАЯ К ОСИ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА, кг.....	= .806
МАССА ЧАСТИ ШАТУНА, ОТНЕСЕННАЯ К ОСИ ШАТУННОЙ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, кг.....	= .684
МАССА НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ ЧАСТИ КРИВОШИПА, кг.....	=1.616
ЧЕРЕДОВАНИЕ ВСПЫШЕК МЕЖДУ 1-м И ОЧЕРЕДНЫМ ЦИЛИНДРОМ.	=180
ЧИСЛО ПРОТИВОВЕСОВ НА ОДНОМ КРИВОШИПЕ.....	= 2
ШАГ ПЕЧАТИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА НАГРУЗОК В КШМ.....	=30

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НАГРУЗОК В КШМ										
FI, ПКВ	РГ, МПа	РJ, МПа	PSUM, МПа	N(PN), МПа	K(PS), МПа	T(PT), МПа	Z(PK), МПа	Z1, МПа	R _{ш.ш} , МПа	M _{кр} , Н·М
0	-.100	-1.469	-1.569	.007	-1.569	.035	-1.569	-2.559	2.559	7.6
30	-.013	-1.186	-1.199	-.152	-1.209	-.714	-.975	-1.965	2.090	-156.5
60	-.013	-.459	-.472	-.108	-.484	-.460	-.151	-1.140	1.230	-100.8
90	-.013	.294	.281	.076	.290	.282	-.071	-1.060	1.097	61.7
120	-.013	.727	.714	.167	.733	.543	-.492	-1.481	1.578	119.0
150	-.013	.852	.839	.113	.847	.335	-.778	-1.767	1.799	73.4
180	-.013	.863	.850	.004	.850	.011	-.850	-1.840	1.840	2.4

Окончание прил. 13

210	-.007	.854	.847	-.108	.854	-.317	-.793	-1.783	1.811	-69.3
240	.014	.742	.756	-.173	.776	-.559	-.538	-1.528	1.627	-122.5
270	.070	.334	.404	-.109	.418	-.402	-.116	-1.106	1.176	-88.0
300	.231	-.404	-.174	.041	-.178	.172	-.049	-1.039	1.053	37.6
330	.771	-1.148	-.376	.051	-.380	.237	-.296	-1.286	1.308	52.0
360	1.636	-1.469	.167	-.001	.167	-.004	.167	-.823	.823	-.8
390	3.462	-1.186	2.276	.289	2.294	1.356	1.850	.860	1.606	297.0
420	1.414	-.459	.955	.218	.980	.931	.305	-.685	1.156	204.0
450	.740	.294	1.034	.278	1.071	1.038	-.260	-1.250	1.625	227.4
490	.447	.793	1.240	.256	1.267	.803	-.980	-1.969	2.127	175.8
520	.377	.860	1.238	.116	1.243	.335	-1.197	-2.187	2.212	73.5
550	.191	.863	1.054	-.043	1.055	-.122	-1.048	-2.037	2.041	-26.8
580	.016	.837	.853	-.142	.865	-.427	-.752	-1.742	1.794	-93.5
610	.016	.648	.664	-.166	.684	-.560	-.393	-1.383	1.492	-122.7
640	.016	.115	.131	-.035	.136	-.135	-.014	-1.004	1.013	-29.6
670	.016	-.675	-.659	.136	-.673	.598	-.309	-1.299	1.430	130.9
700	.016	-1.318	-1.302	.122	-1.307	.580	-1.171	-2.161	2.238	127.1
720	.016	-1.469	-1.453	.007	-1.453	.032	-1.453	-2.443	2.443	7.0

ЦЕНТРОБЕЖ. СИЛА ОТ МАССЫ ШАТУНА Мшк, кН.....CRШ= -5.101
 ЦЕНТРОБЕЖ. СИЛА ОТ МАССЫ КОЛЕН. ВАЛА Мк, кН.....CRК=-12.051
 МАССА ОДНОГО ПРОТИВОВЕСА, кг.....МПР= .9974
 СРЕДНЯЯ НАГРУЗКА НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ, кН.....RШШСР= 8.6
 МАКСИМАЛЬНАЯ НАГРУЗКА НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ, кН.....RШШМАХ= 20.5
 СРЕДНЕЕ УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ, МПа.....QШШСР= 7.452
 МАКСИМАЛЬНОЕ УДЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ НА ШАТУННУЮ ШЕЙКУ, МПа.....QШШМАХ= 17.788
 ИНДИКАТОРНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н·м.....МКИСР= 147.1

Пример результатов расчета дизеля с турбонаддувом

DIZDN Студент гр. Д-
 Р А С Ч Е Т Ц И К Л А Д И З Е Л Я

И С Х О Д Н Ы Е П А Р А М Е Т Р Ы ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

КОД РАСЧЕТА: цикла-0; цикла + нагрузки на КШМ -1..КО=1	УГОЛ ПЕРЕМ. ПАРАМЕТРЫ ГАЗА В ЦИЛИНД.				
АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....PO= .1000	ПКВ, ПОРШНЯ, ОБЪЁМ, ДАВЛЕНИЕ, ТЕМПЕР.,				
ТЕМПЕРАТУРА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, °С.....TO=298.0	град.	мм	дм ³	МПа	К
ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДИЗЕЛЯ, кВт.....BNE= .0					
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА, мин ⁻¹OV=4000.0	180	88.00	.5698	.1344	382.1
ЧИСЛО ЦИЛИНДРОВ.....КС= 4	190	87.50	.5667	.1354	382.8
СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ.....SG= 16.5	200	85.99	.5575	.1384	385.1
ДИАМЕТР ЦИЛИНДРА, мм.....DI= 88.0	210	83.49	.5423	.1438	389.0
ХОД ПОРШНЯ, мм.....SI= 88.0	220	79.99	.5211	.1518	394.7
ДЕЗАКСАЖ.....DEZ= .000	230	75.54	.4940	.1632	402.4
ОТНОШЕНИЕ S/D.....SD=1.000	240	70.18	.4614	.1792	412.4
ОТНОШЕНИЕ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА.....ORL= .250	250	63.98	.4236	.2012	425.4
КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА.....AL=1.600	260	57.06	.3816	.2321	441.8
МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД.....ETM= .854	270	49.59	.3362	.2758	462.6
СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ НАДДУВЕ.....PIK=1.600	280	41.78	.3362	.3394	488.8
МАКСИМАЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА, МПа.....PZ=10.50	290	33.88	.2406	.4350	522.2
ПРИРАЩЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СВ. ЗАРЯДА ПРИ НАПОЛНЕНИИ.....DT=10.0	300	26.18	.1938	.5842	564.8
ТЕМПЕРАТУРА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ, К.....TR= 800.0	310	18.98	.1500	.8283	619.8
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C1= .84	320	12.58	.1111	1.2468	691.0
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ.....C2= .95	330	7.28	.0788	1.9903	782.5
КОЭФФИЦИЕНТ ДОЗАРЯДКИ.....DOZ=1.02	340	3.30	.0546	3.2806	893.8
КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ.....FIO=1.00	350	.84	.0396	5.0797	1004.0
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ.....FID= .94	360	.00	.0345	6.1243	1055.2

Продолжение прил. 14

КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'Z'.....CIZ=	.80	361	.01	.0346	10.5000	1765.3
КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛА В ТОЧКЕ 'В'.....CIB=	.90	362	.03	.0347	10.5000	1773.1
ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ОНВ, МПа.....DPX=	.0000	363	.08	.0350	10.5000	1786.0
ПОНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ОНВ, °С.....DTX=	.0	364	.13	.0353	10.5000	1804.2
КПД: НАГНЕТАТЕЛЯ	SK= .740	365	.21	.0358	10.5000	1827.5
ТУРБИНЫ.....	ST= .720	366	.30	.0364	10.5000	1856.0
		367	.41	.0370	10.5000	1889.7
ВЫЧИСЛЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ		368	.53	.0378	10.5000	1928.5
		369	.68	.0386	10.5000	1972.4
		370	.83	.0396	10.5000	2021.5
ДАВЛЕНИЕ НАДДУВА (НА ВПУСКЕ) РК, МПа.....	= .1600	371	1.01	.0407	10.5000	2075.6
ТЕМПЕРАТУРА НА ВПУСКЕ ТК, К	=355.9	372	1.20	.0418	10.5000	2134.7
ПЛОЩАДЬ ПОРШНЯ, дм ²	= .6082	373	1.40	.0431	10.5000	2198.9
РАБОЧИЙ ОБЪЁМ ЦИЛИНДРА, дм ³	= .5352	374	1.63	.0444	10.1170	2185.4
КОЭФФИЦИЕНТ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ.....	= .033	375	1.87	.0459	9.7341	2171.4
КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ.....	= .826	376	2.12	.0474	9.3541	2157.1
НАЧАЛО СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	= .1344	377	2.39	.0491	8.9794	2142.4
ТЕМПЕРАТУРА, К.....	=380.3	378	2.68	.0508	8.6119	2127.6
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ СЖАТИЯ.....	=1.362	379	2.98	.0527	8.2534	2112.6
КОНЕЦ СЖАТИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	=6.1243	380	3.30	.0546	7.9051	2097.5
ТЕМПЕРАТУРА, К.....	=1055.2	390	7.27	.0788	5.0913	1949.5
ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ, К.....	=2198.9	400	12.58	.1110	3.3726	1820.5
СТЕПЕНЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ.....	=1.262	410	18.97	.1499	2.3527	1714.7
СТЕПЕНЬ ПОСЛЕДУЮЩЕГО РАСШИРЕНИЯ.....	=13.074	420	26.17	.1937	1.7301	1629.2
ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ РАСШИРЕНИЯ.....	=1.199	430	33.87	.2405	1.3343	1560.4
КОНЕЦ РАСШИРЕНИЯ: ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	= .4743	440	41.77	.2886	1.0725	1504.7
ТЕМПЕРАТУРА, К.	=1313.8	450	49.58	.3361	.8933	1459.6
ИНДИКАТОРНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....	=1.1275	460	57.05	.3815	.7673	1423.2
МОЩНОСТЬ, кВт.....	= 80.4	470	63.97	.4236	.6768	1393.8

Окочание прил. 14

УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=178.5	480	70.17	.4613	.6110	1370.3
КПД= .474	490	75.54	.4940	.5629	1351.7
ЭФФЕКТИВНЫЕ: СРЕДНЕЕ ДАВЛЕНИЕ, МПа.....= .9629	500	79.99	.5210	.5280	1337.4
МОЩНОСТЬ, кВт.....= 68.7	510	83.48	.5423	.5033	1326.8
УД. РАСХОД ТОПЛИВА, г/(кВт·ч).....=209.1	520	85.99	.5575	.4868	1319.5
КПД= .405	530	87.50	.5667	.4774	1315.2
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, Н·м.....=163.98	540	88.00	.5698	.4743	1313.8
СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОРШНЯ, м/с.....=11.73					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА, кг/ч.....=14.36					
ЧАСОВОЙ РАСХОД ВОЗДУХА, кг/ч.....=332.26					
РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КОМПРЕССОР, кг/с.....= .0923					
МОЩНОСТЬ НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА, кВт.....= 7.26					
РАСХОД ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ТУРБИНУ, кг/с.....= .0944					
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОВ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ, МПа.....= .1520					
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОВ ПЕРЕД ТУРБИНОЙ, К.....=1054.1					

Пример оформления исходных данных для расчета цикла по методике И.И. Вибе

РАСЧЕТ ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ ПО МЕТОДИКЕ И.И. ВИБЕ
 (VIBE) Студент гр.

Двигатель: дизель 4ЧН8,8/8,8 с ТКР РНВ5

Расчет газообмена-0; всего цикла - 1..... MR=1
 С наддувом - 1; без наддува - 0 JH=1
 Шаг печати текущих параметров..... MS=10
 Объем печати MP 0010000100
 PO=0.1000 МПа TO=298.0 К Состав топлива C=0.870 H=0.126 O=0.004
 Количество и порядок работы цилиндров..... KC=4 NRC 1342
 Диаметр цилиндра и ход поршня, м..... DP=0.088 SP=0.088
 Длина шатуна и дезаксаж, м SH=0.176 AI=0.000
 Степень сжатия и коэф. избытка воздуха.....E=16.5 AL=1.700
 Заданная Ne, кВт и частота вращения вала, мин⁻¹..NE=65.3 OB=4000.0
 Заданный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).....YRT=207.0
 Нач. значение удельной работы газообмена, МПа..... PGI=-0.0645
 Удельная работа на преодоление трений в двигателе, МПа...PMI=0.0900
 Продолжительность сгорания, °п.к.в. FISG=85
 Угол начала впрыска топлива, °п.к.в. до ВМТ..... LTETA=22
 Коэффициент использования тепла в точке Z..... CIZ=0.827
 Показатель характера сгорания PXSM=0.25
 Поправки показателей сжатия и расширения.....PN1=1.0700 PN2=1.2348

ТРАКТЫ: ВЫПУСКНОЙ ВПУСКНОЙ

Давления в трубопроводах, МПа..... PT=0.1520 PK=0.1600
 Средние температуры, К TT=1020.0 TK=363.0
 Объем трубопровода, м³..... VP=0.000600 VS=0.003500
 Расходные сечения труб., м² FT=0.000908 FS=0.000531
 Расходные коэф. трубопроводов..... MUT=0.2490 MUS=1.0000
 Коэффициенты сопротивления..... C2=1.02 C1=0.98
 Диаметр горловины клапана, мм..... DT=30.00 DK=34.00
 Максимальный ход толкателя, мм..... HT= 7.00 HK= 7.00
 Параметр сопротивления клапана..... Z1=38.0 X1=043.62

ФАЗЫ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ: выпуск: начало, °п.к.в. до НМТ..... KB=60
 конец, °п.к.в. после ВМТ KR=20
 впуск: начало, °п.к.в. до ВМТ KU=16
 конец, °п.к.в. после НМТ..... KA=50

Начальные условия в цилиндре при открытии выпускного клапана:
 давление, МПа при начале выпуска гр.до НМТ...PVI=0.4532 YB=0
 ПРОФИЛЬ КУЛАЧКА < > код.... KW=1
 Участки подъема и спуска: 1-й 2-й

Продолжительность участка в °п.р.в.: впуск JX1=18 JX2=4
 выпуск JZ1=18 JZ2=4

Подъем толкателя на участке сбега, мм..... CT=0.18
 Скорость толкателя в конце сбега, мм/°п.р.в. W=0.020
 Радиус начальной окружности, мм RO=16.00
 Отношение плеч коромысел клапанов..... Z=1.400
 Угол фаски у клапанов, град. YK=45.0
 Теплообмен (0 - не учитывается, 1 - учитывается)..... JQ=1

Ср. температуры стенок, К (при расчете с учетом теплообмена):

Окончание прил. 15

цилиндра=473.0 поршня=573.0 головок цилиндра=553.0
ПАРАМЕТРЫ ТКР
Максимальные КПД компрессора и турбины.....ZK=0.74 ZT=0.72
Диаметр рабочего колеса компрессора, м.....DKO=0.050
Расчетная частота вращения ротора ТКР, мин⁻¹.....OK=110800.0
Показатель политропы сжатия в компрессоре.....AK=1.4200
Коэффициент импульсности турбины.....KIT=1.0960
Диаметр перепускного отверстия у турбины, мм.....DPO=11.50
ХАРАКТЕРИСТИКА КОМПРЕССОРА RHB5 (расход воздуха м³/мин)
HPI=1.50 BPI=2.50 SPI=0.10 ROK=1.2032 SG=0.0100 SM6=01.0
KP=11 PIK=1.50 SKP=0.630

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учеб. для вузов / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин и др.; Под ред. В.Н. Луканина. 2-е изд. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.
4. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.
5. Теплотехника: Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др.; – М.: Высш. шк., 2000. – 671 с.
6. Гаврилов А.А. Определение текущего расхода воздуха в двигателях с турбонаддувом с использованием характеристики компрессора// Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф. – Владимир, 2001. – С. 41 - 45.
7. Газобаллонные автомобили: Справ. / А.И. Морев, В.И. Ерохов, Б.А. Бекетов и др. – М.: Транспорт, 1992. – 175 с.
8. ГОСТ 14846-82. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 54 с.
9. ГОСТ 18509-83. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 54 с.
10. Папонов В.С. Современные топлива и масла для дизелей // Опыт создания дизелей: Сб. науч. тр.- Владимир-Заволжье, 2000. - С. 167 - 188.
11. Методические указания к расчету процесса газообмена четырехтактных комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Владим. гос. ун-т; Сост. А.А. Гаврилов. – Владимир, 1998. – 54 с.
12. Гоц А.Н., Куделя И.Н. Определение запаса прочности щеки коленчатого вала с положительным перекрытием // Двигателестроение. – 1999. – № 4. – С. 15 - 18.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Моделирование процессов в поршневых двигателях внутреннего сгорания	4
1.1. Анализ процессов в поршневых двигателях	4
1.2. Обратимые термодинамические циклы.....	6
1.3. Циклы, состоящие из необратимых термодинамических процессов	12
1.4. Циклы нестационарных процессов в ДВС	12
2. Расчет циклов необратимых термодинамических процессов	14
2.1. Общие положения.....	14
2.2. Топлива, применяемые в ДВС.....	15
2.3. Параметры свежего заряда.....	17
2.4. Параметры рабочей смеси в конце впуска	22
2.5. Процесс сжатия	33
2.6. Процесс сгорания.....	35
2.7. Процесс расширения	54
2.8. Индикаторные показатели цикла	58
2.9. Эффективные показатели двигателя.....	62
2.10. Размеры цилиндра и показатели двигателя	66
2.11. Параметры системы наддува	71
2.12. Построение индикаторной диаграммы.....	72
2.13. Внешний тепловой баланс двигателя	76
2.14. Расчет необратимых термодинамических циклов на ЭВМ.....	80
3. Расчет нестационарных процессов в ДВС на ЭВМ	85
3.1. Краткое описание математической модели процессов в двигателях с газотурбинным наддувом	85
3.2. Рекомендации по выбору исходных данных	91
4. Расчет нагрузок, действующих в кривошипно-шатунном механизме	96
Заключение	100
Приложения	101
Библиографический список	123

Учебное издание

ГАВРИЛОВ Александр Алексеевич
ИГНАТОВ Михаил Сергеевич
ЭФРОС Виктор Валентинович

РАСЧЕТ ЦИКЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Учебное пособие

Редактор Е.А. Амирсейидова
Корректор
Компьютерный набор и верстка М.С. Игнатов
Дизайн обложки И.К. Сухарев

ЛР № 020275. Подписано в печать 20.04.03
Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,21. Уч.-изд. л. 7,32. Тираж 300 экз.

Заказ

Редакционно-издательский комплекс
Владимирского государственного университета.
600000, Владимир, ул. Горького, 87