



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова»  
(БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова)  
БГТУ.СМК-Ф-4.2-К5-02

Факультет

А

шифр

Ракетно-космической техники

Кафедра

А8

шифр

наименование

Двигатели и энергоустановки летательных аппаратов

наименование

## ОТЧЁТ

по научно-исследовательской работе  
на тему

Анализ процессов протекающих в цилиндрах  
гидродвигателя со свободно плавающим поршнем

Выполнил студент группы А8М31  
Новожилов И.В.

\_\_\_\_\_  
Фамилия И.О.

**РУКОВОДИТЕЛЬ**

Соляр А.Я.

\_\_\_\_\_  
Фамилия И.О.

\_\_\_\_\_  
Подпись

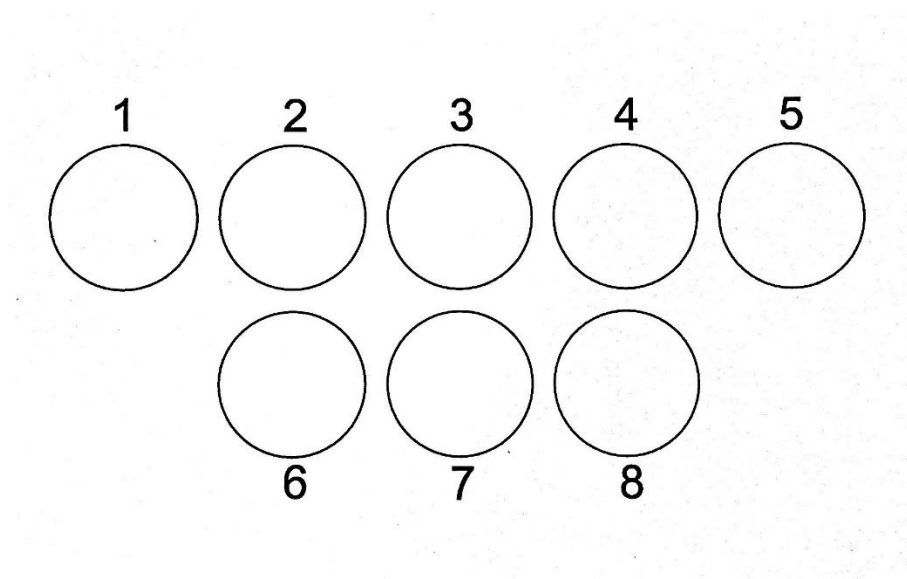
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2019 г.

## **ВВЕДЕНИЕ**

В данной работе представлено исследование и разработка «гидродвигателя внутреннего сгорания со свободно плавающим поршнем». Исследование заключается в изучении и расчете процессов внутри блока цилиндров, созданных на основе существующего двигателя внутреннего сгорания, но с внедрением изменений в конструкцию. В ходе работы проведен термодинамический расчет двигателя, расчет форсунок впрыска топлива и воды и численное моделирование процесс впрыска воды за поршень. Целью работы при этом служит получение доказательства реализации разрабатываемого двигателя, получение его облика и оценка эффективности по сравнению с существующими аналогами. В зависимости от результатов в перспективе планируется изготовление пробного концепта, для наглядной оценки его эффективности.

## 1. ИДЕЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СО СВОБОДНО ПЛАВАЮЩИМ ПОРШНЕМ

В основе процессов гидродвигателя лежат процессы двигателя внутреннего сгорания. Соответственно движение поршня вверх происходит в следствии сгорания топлива и процесса расширения, в следствии чего поршни выталкивает воду, заполнившую цилиндры, создавая тягу. А движение поршня обратно заключается в том, что в запоршневое пространство, в продукты сгорания с высокой температурой, форсунками впрыскивается забортная вода, резко понижая температуру, а значит и давление за поршнем резко падает, втягивая его обратно. Далее срабатывает выпускной клапан и продукты сгорания вместе с водой покидают цилиндр. Сам же двигатель состоит из восьми цилиндров, расположенных в два ряда, и их работа налажена таким образом, чтобы создавать максимально возможную плавность движения. Например: начинается 1-5, затем 3-7, затем 2-4, затем 6-8 и всё с начала (рис.1).



Расположение цилиндров (Рис.1)

## 2. ПОДБОР СУЩЕСТВУЮЩЕГО ДВС ДЛЯ СНЯТИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

### 2.1 Двигатель

Для работы было принято решение взять за основу двигатель 3МЗ-4062.10 от Волги 2001г. в виду общедоступности его характеристик и простоты устройства (рис. 2).



Рис. 2

Характеристики двигателя Волги 2001г.

Название	3МЗ-4062.10
топливо	бензин АИ-92
объём	2286 см <sup>3</sup>
Мощность	150 л.с. /109 кВт
цилиндров	4
Клапанов в цилиндр	4
Доп. информация	Распределенный впрыск
Коэф. сжатия	9.3
Крутящий момент	206 Нм
впрыск	Многоточечный (распределённый)

Диаметр цилиндра	9.2 см
Рабочий объём цилиндра	571.5 см <sup>3</sup>
Высота цилиндра	17.2 см
Ход поршня	8.6 см
Материал блока/головки цилиндра	Серый чугун/алюминиевый сплав
Материал поршня	Многокомпонентные алюмиево-кремистые сплавы
Рабочая температура	363.15 К

## 2.2 Поршень двигателя

Поршень 406.1004015 диаметром 92 мм применяется для 4-х цилиндровых 16-ти клапанных двигателей мод. 4062.10, 4063.10 рабочим объёмом 2.3 л. (рис. 2).



Рис. 3

Кроме стандартного размера 92мм изготавливаются поршни ремонтных размеров 92,5мм (АР) и 93мм (БР).

Диаметром поршня (диаметром юбки) является его максимальный размер, измеренный под прямым углом к оси поршневого пальца на расстоянии 46 мм от плоскости днища поршня.

В днище поршня имеются выточки под клапана. Расстояние от плоскости днища до оси отверстия под поршневой палец -  $38 \pm 0,07$  мм.

Диаметр головки поршня занижен до 91.45 мм у стандартного поршня, 91.5 мм (АР), 92.45 мм (БР), в связи с тем, что температура головки поршня всегда выше, чем юбки и головка расширяется сильнее, чем юбка (рис. 3).

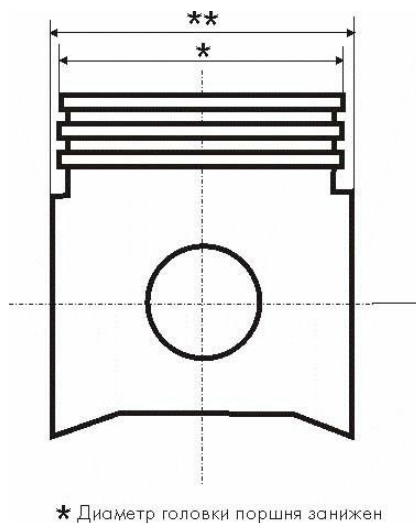


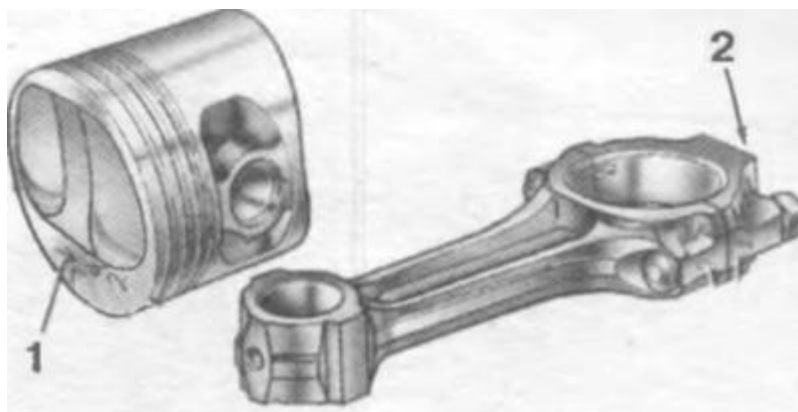
Рис. 4

Поршень изготавливается из сплава 2К12ММгН, обладающего высокой твёрдостью и стабильностью механических свойств при высоких температурах работы двигателя.

### 3. ИЗМЕНЕНИЯ В КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЯ ПОД ИССЛЕДУЕМЫЙ ГИДРОДВИГАТЕЛЬ

Конструкция исследуемого гидродвигателя подразумевает взятие за основу конструкцию двигателя 3МЗ-4062.10. Будет внесено ряд изменений в общий облик двигателя и его основных составляющих. Основным является модификация поршневой пары, цилиндра и форсуночной головки.

#### 3.1 Модификация поршневой пары

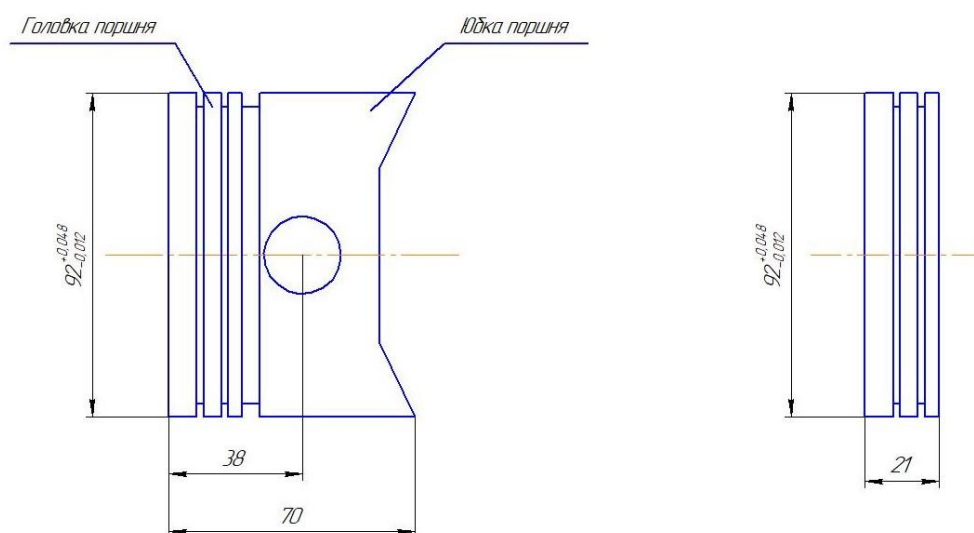


Поршневая пара (рис. 5)

1 – поршень; 2 – шатун.

В гидродвигателе отсутствует коленчатый вал и всё что находится ниже поршня с цилиндром, соответственно мы удаляем шатун и его крепёжные элементы.

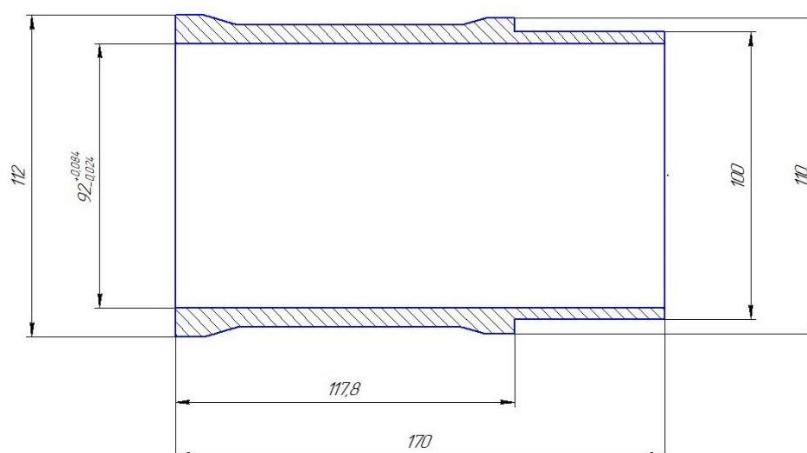
Сам же поршень тоже подвергнется модификации, чтобы из него сделать свободно – плавающий, удаляется юбка поршня вместе с выемкой под маслоъемное кольцо, остаётся только головка поршня с первым и вторым компрессионными кольцами длиной  $L=21\text{ мм}$  (рис. 6).



Оригинальный поршень и модернизированный  
свободно – плавающий поршень (рис. 6).

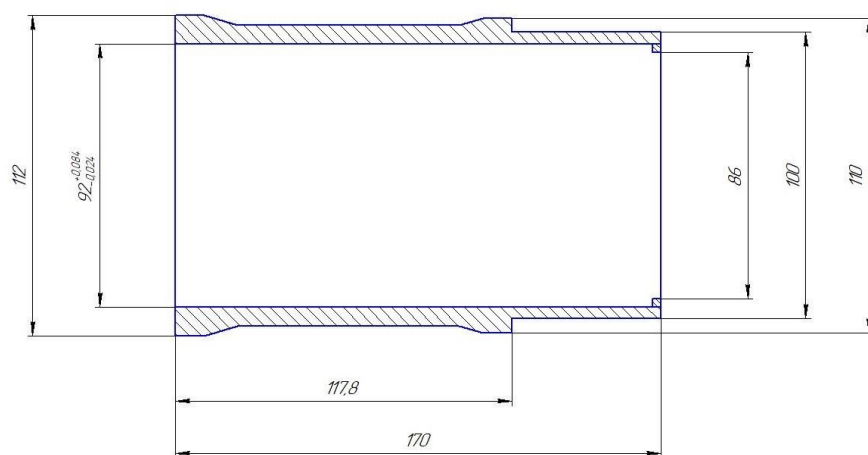
### 3.2 Модификация цилиндра

Модификация цилиндра заключается в добавлении стопорного кольца внутри него, для остановки поршня в крайней точке.



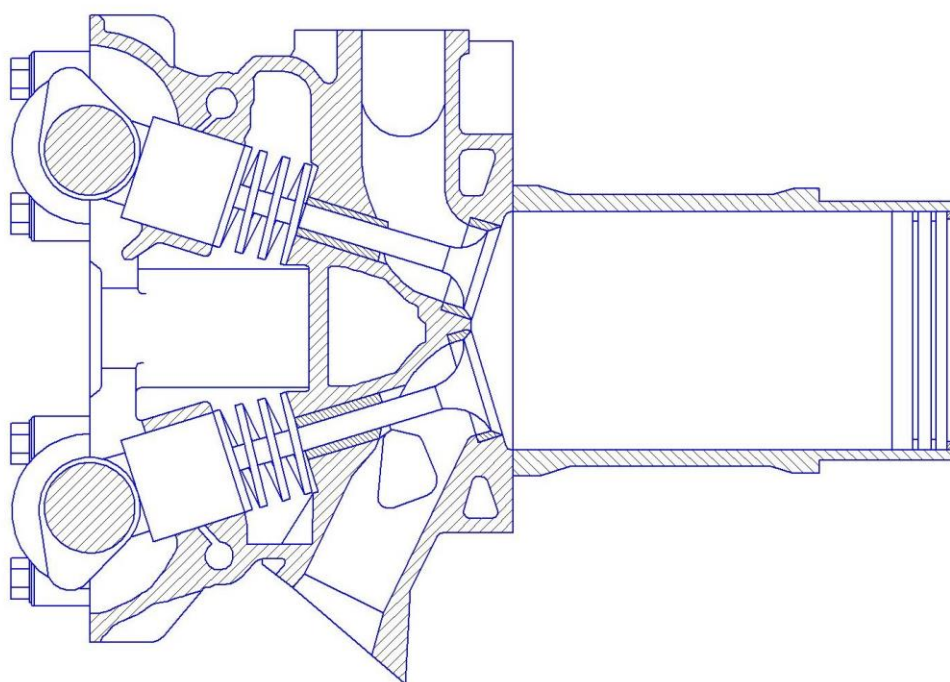
Базовый цилиндр (рис. 7)





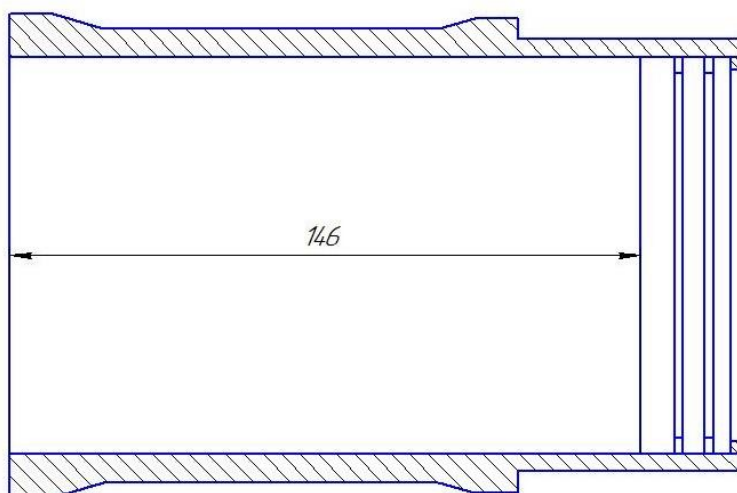
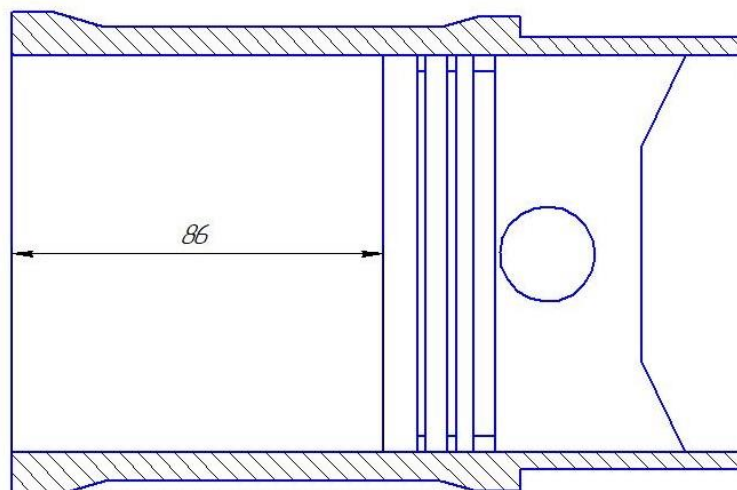
Модифицированный цилиндр (рис. 8)

### 3.3 Общий вид модификаций в разрезе



Вид головки цилиндра, цилиндра и поршня в разрезе (рис. 9)

В ходе внесения вышеперечисленных изменений увеличился ход поршня с 86 мм до 146 мм, а рабочий объем цилиндра увеличится с  $571.5 \text{ см}^3$  до  $970.5 \text{ см}^3$  (рис. 10). С учетом того что в исследуемом прототипе гидродвигателя планируется расположить 8 таких цилиндров то объём двигателя будет составлять  $7764 \text{ см}^3$ .



Изменение хода поршня (рис. 10)

### 3.4 Модификация головки цилиндра

### 3.5 Добавление в конструкцию форсунок впрыска воды

## 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 вызывает 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. Получившее распространение математическое моделирование процессов в ДВС предполагает определенную степень их идеализации. 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  $г_0 - а_0$ , сжатия  $а_0 - с$ , расширения  $с - z - b_0$  и выпуска  $b_0 - г_0$ . 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;

$\theta$  – момент начала подачи топлива в цилиндр или искры в бензиновом двигателе;

$z$  – момент достижения максимального давления газа.

Цикл четырехтактного двигателя разделяется на процессы:

$a - c'$  – сжатия;

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

$z - b$  – расширения;

$b - r$  – выпуска;

$u - a$  – впуска.

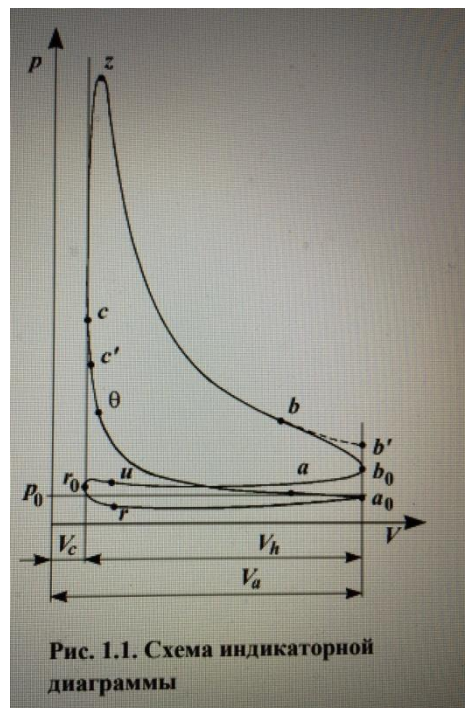


Рис. 1.1. Схема индикаторной диаграммы

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. 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 и утечки существенно усложняют картину протекания этих процессов за очень малый промежуток времени (0,001...0,0001 с).

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

Процессы выпуска и впуска 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.

## 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 приведена 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, совершаемым неизменным количеством рабочего тела

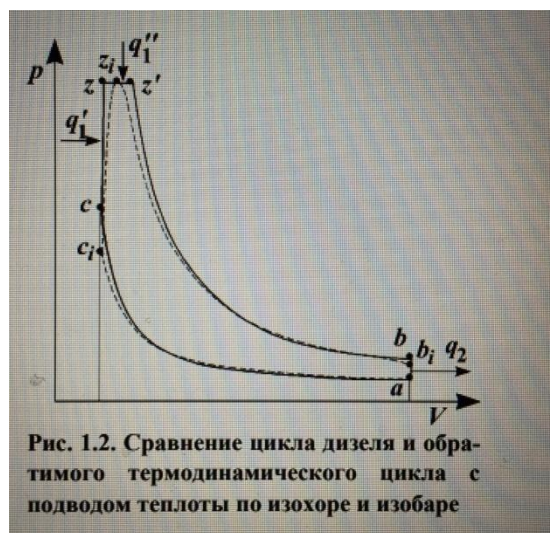


Рис. 1.2. Сравнение цикла дизеля и обратимого термодинамического цикла с подводом теплоты по изохоре и изобаре

(идеального газа) с постоянной теплоемкостью. Сжатие (а - с) и расширение (z - b) происходят по адиабатам. Процессы смесеобразования и сгорания заменяются термодинамическими процессами подвода теплоты от внешнего источника по изохоре с - 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 - а или 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 приближается 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 в начале 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;

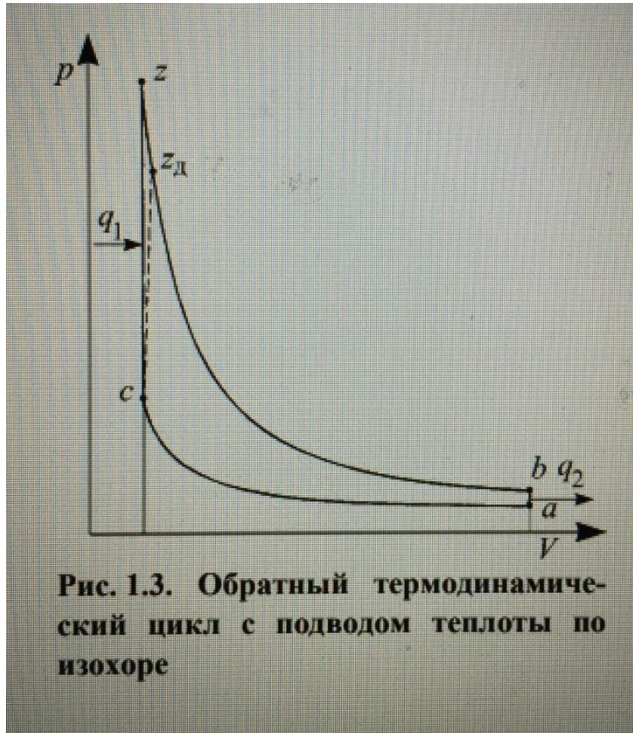
$\lambda = p_z/p_c$  – степень повышения давления при изохорном подводе теплоты;

$\rho = V'_z/V_z$  – степень предварительного расширения при подводе теплоты по изобаре;

$k$  – показатель адиабаты;



$p_a$  – давление рабочего тела в начале такта сжатия (процесса 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

$$n_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

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

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

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

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

### 3. ЦИКЛЫ, СОСТОЯЩИЕ ИЗ НЕОБРАТИМЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Анализ циклов необратимых термодинамических процессов, базируемый на снижении степени идеализации процессов, позволяет использовать опытные данные и коэффициенты, а также соответствующие эмпирические зависимости. Наиболее распространенным методом расчета цикла при таком подходе является метод В.И. Гриневецкого. Он предполагает следующие отличия от обратимых термодинамических циклов:

- цикл разомкнутый, процессы необратимые;
- 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;
- несовпадение индикаторной работы с теоретической учитывается с помощью коэффициента полноты индикаторной диаграммы.

Расчеты необратимых термодинамических циклов по методу В.И. Гриневецкого, 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 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 ПЭВМ по программам, реализующим указанный метод.

#### **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, описывающие нестационарные процессы, в которых учитывается изменение параметров только в функции времени. Полученные системы решаются квазистационарным методом.



## 5. РАСЧЕТ ЦИКЛОВ НЕОБРАТИМЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

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

При выполнении расчета цикла необходимо учитывать назначение двигателя, условия его эксплуатации, требования к экологичности и другие факторы. Целью расчета цикла (теплого расчета) является установление наиболее предпочтительных соотношений между основными параметрами двигателя: эффективной мощностью  $N_e$ , частотой вращения коленчатого вала  $n$ , средним эффективным давлением  $p_e$  и рабочим объемом цилиндров  $iV_h$ .

где  $\tau$  – тактность двигателя;  $i$  – количество цилиндров.

Для определения  $p_e$  используется уравнение

где  $R$  – газовая постоянная;  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  $l_0$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;  $\eta_i$  – индикаторный КПД;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  $p_k$  – давление на впуске (давление наддува);  $T_k$  – температура на впуске;  $\eta_v$  – коэффициент наполнения;  $\eta_m$  – механический КПД. Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_e / \eta_m$$

вычисляется при выполнении термодинамических расчетов процессов сжатия, сгорания и расширения.

Конечной целью расчетов, приведенных ниже, 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).

## 6. 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 условия эксплуатации транспортных средств.

В поршневых двигателях могут применяться следующие топлива:

- жидкие (бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, спирт, растительные масла и др.);
- газообразные (природные и сжиженные углеводородные газы, водород, генераторный газ и др.);
- твердые (древесный и каменный уголь и др. в виде суспензий).

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

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

где C, H, O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива (табл. 6).

Топливо	C	H	O
Бензин	0,855	0,145	-
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004

## 7. 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 кмоль 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 моль или 1 м<sup>3</sup> топлива (моль возд. / моль топл. или м<sup>3</sup> возд./м<sup>3</sup> топл.)

### 8. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива

Б)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,855 + 8 * 0,145 - 0 \right) = 14,956 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - 0 \right) = 0,517 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кмоль топл.}}$$

Д)

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,87 + 8 * 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг возд.}}{\text{кг топл.}}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left( \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,517 \frac{\text{кмоль возд.}}{\text{кмоль топл.}}$$

Г)

$$\begin{aligned}
L_0 &= \frac{1}{0,208} \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r \\
&= \frac{1}{0,208} \left( 1 + \frac{4}{4} \right) C H_4 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) C_2 H_6 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) C_3 H_8 \\
&\quad + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) C_4 H_{10} + \left( 6 + \frac{6}{4} \right) C_6 H_6 + \left( \frac{2}{4} + 1 - \frac{1}{2} \right) (H_2 + CO) \\
&= \frac{1}{0,208} (2 * 0,9 + 3,5 * 0,0296 + 5 * 0,0017 + 6,5 * 0,0055 + 7,5 \\
&\quad * 0,0042 + 1 * 0,0028) = 9,5296 \frac{\text{м}^3 \text{ВОЗД}}{\text{м}^3 \text{ТОПЛ}} \left( \frac{\text{кмоль ВОЗД.}}{\text{кмоль ТОПЛ.}} \right)
\end{aligned}$$

## 9. 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 (масса М, температура Т, давление р) зависят от

- степени сжатия;
- подогрева свежего заряда на впуске  $\Delta T$  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 наддув, а также многих других факторов.

## 10. 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  $\Delta p_a$ ,

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

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

$$p_a = p_0$$

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

$$p_k = \pi_k * p_0$$

где  $\pi_k$  – 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  $\pi_k$  руководствуются следующими соображениями:

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

Температура свежего заряда без наддува  $T_k = T_0$ , а с наддувом она равна температуре заряда после компрессора

$$T_k = T_0 * \pi_k^{(n_k-1)/n_k}$$

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

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

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

$$T = T(1 + \frac{\pi_k^{\frac{(k-1)}{k}}}{\eta_{k \text{ ад.}}})$$

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

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

- центробежных  $0,68 \dots 0,74$ ;
- объемных  $0,66 \dots 0,76$ .

Потери давления на впуске могут определяться по уравнению

$$\Delta p_a = (\beta^2 - \xi_a) \left( \frac{W_{\text{вп}}^2}{2} \right) \rho_k * 10^{-6}$$

$\beta$  – коэффициент затухания скорости;  $\xi_a$  – коэффициент сопротивления;  
 $W_{\text{вп}}$  – средняя скорость движения заряда;  $\rho_k$  – плотность заряда на впуске.

Параметры  $\beta$ ,  $\xi_a$ ,  $W_{\text{вп}}$  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 и газовые  $\xi_{\text{вп}} = 0,80 \dots 0,90$ ; дизели  $\xi_{\text{вп}} = 0,82 \dots 0,97$ ;

– с наддувом  $\xi_{\text{вп}} = -0,90 \dots 0,98$ .

### **11. Давление в конце впуска:**

Б) Учитывая отсутствие карбюратора, принимаем  $\xi_{\text{вп}} = 0,871$

$$P_a = \xi_{\text{вп}} * p_0 = 0,871 * 0,10 = 0,0871$$

Д) Учитывая наличие тангенциального канала для создания вихревого движения заряда в цилиндре, принимаем  $\xi_{\text{вп}} = 0,891$

$$P_a = \xi_{\text{вп}} * p_0 = 0,891 * 0,10 = 0,0891$$

Г) Принимаем среднее значение коэффициента сопротивления впускной системы  $\xi_{\text{вп}} = 0,861$

$$P_a = \xi_{\text{вп}} * p_0 = 0,861 * 0,10 = 0,0861$$

### **12. 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  $\varepsilon$  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  $\varepsilon$  выше этого предела малоэффективно.

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

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

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 таблице

Тип двигателя	Конструктивные особенности	Нижний предел	Верхний предел
---------------	----------------------------	---------------	----------------

Дизель	Без наддува	Неразделённые камеры сгорания и объёмное смесеобразование	15	17
		Вихрекамерные	16	21
		Предкамерные	16,5	22
	С наддувом		11	17
Газовый двигатель				10

Нижний предел существенное значение имеет в двигателях с воспламенением от сжатия, где степень сжатия должна обеспечивать температуру рабочего тела в цилиндре в конце сжатия, достаточную для воспламенения впрыснутого топлива.

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 разделёнными камерами сгорания принимаются более высокие значения  $\epsilon$ .

### 13. Подогрев свежего заряда на впуске

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

При расчетах величина подогрева свежего заряда  $\Delta T$  принимается на основании опытных данных (табл. 2.7). При воздушном охлаждении двигателя принимаются несколько большие значения  $\Delta T$ .

Тип двигателя	$\Delta T$
Бензиновый и газовый	0...20
Дизель без наддува	10...40
Дизель с наддувом	-5...10

### 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  $\Delta T = 2^\circ$ .

#### 14. 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  $Mr$ , 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 наддувом  $p_r = \xi_{\text{вып}} * p_k$ ,

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

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

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.)

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

Количество остаточных газов принято оценивать с помощью **коэффициента остаточных газов**  $\gamma_r$ , представляющим отношение массы остаточных газов  $M_r$  к массе свежего заряда:

$$\gamma_r = M_k / M_1$$

Для расчета коэффициента используется уравнение

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

где  $T_k$  – температура свежего заряда на впуске, для двигателей без наддува  $T_k = T_0$ ;  $\xi_{оч}$  – коэффициент очистки;  $\xi_{доз}$  – 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**  $\xi_{доз}$ .

Величина  $\xi_{доз}$ , 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  $\xi_{доз} = 1,05 \dots 1,15$ . При отсутствии «настройки»  $\xi_{доз} = 1,00 \dots 1,04$ .

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**

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