

**К.С. Епифанов**

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ ДОМАШНЕГО ЗАДАНИЯ  
ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
ТЕПЛОВЫХ МАШИН»

**2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт»

К.С. Епифанов

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ ДОМАШНЕГО ЗАДАНИЯ  
ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫХ  
МАШИН»**

Харьков «ХАИ» 2014

УДК 621.1.01:62-843

Епифанов К.С. Расчет параметров рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Методические указания к выполнению домашнего задания по курсу «Теория рабочих процессов тепловых машин» – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т “Харьк. авиац. ин-т”, 2014. – 57 с.

Методические указания к выполнению домашнего задания по курсу «Теория рабочих процессов тепловых машин» составлены в соответствии с существующей рабочей программой и предназначены для студентов Национального аэрокосмического университета имени Н. Е. Жуковского «ХАИ», обучаемых по направлению подготовки 0905 «Энергетика». Они охватывает расчетную и расчетно - графическую работы, выполняемые студентами при изучении данной дисциплины.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 0905 «Энергетика».

Ил. 8. Библиогр.: 5 назв.

Рецензенты: д-р техн. наук А.В. Русанов,  
канд. техн. наук А.В. Белогуб

© Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт», 2014 г.

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ И СОКРАЩЕНИЙ

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

- $c_v$  – удельная теплоемкость при постоянном объеме, кДж/(кг·°С);  
 $c_p$  – удельная теплоемкость при постоянном давлении, кДж/(кг·°С);  
 $g$  – масса, кг; удельный расход жидкого топлива, г/(кВт·ч);  
 $i$  – удельная энтальпия, кДж/кг; число цилиндров двигателя;  
 $k$  – показатель адиабаты;  
 $l$  – удельная работа Дж/кг;  
 $m$  – молярная масса, г/кмоль;  
 $n$  – показатель политропы; частота вращения вала, об/мин;  
 $p$  – давление, Па;  
 $p_i$  – среднее индикаторное давление, Па;  
 $\Delta p_i$  – поправка среднего индикаторного давления на насосные ходы, Па;  
 $p_t$  – среднее давление термодинамического цикла, Па;  
 $q$  – удельная теплота, кДж/кг;  
 $\gamma$  – объемная доля;  
 $s$  – удельная энтропия, Дж/(кг·К);  
 $t$  – температура, °С;  
 $u$  – удельная молярная внутренняя энергия, кДж/кмоль;  
 $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  
 $C$  – массовая доля углерода в топливе, кг/кг;  
 $D$  – диаметр цилиндра, дм;  
 $G$  – масса, кг;  
 $H$  – массовая доля водорода в топливе, кг/кг;  
 $H_u$  – низшая теплота сгорания горючей смеси, Дж/кг;  
 $K$  – коэффициент, используемый при расчете неполного сгорания:  
$$K = M_{H_2} / M_{CO};$$
  
 $L$  – работа, Дж;  
 $L_0$  – стехиометрическое соотношение, кмоль/кг (жидкое топливо), кмоль/кмоль (газовое топливо);  
 $M$  – количество вещества, кмоль/кг (жидкое топливо);  
 $O$  – массовая доля кислорода в топливе, кг/кг;  
 $Q$  – теплота, Дж;  
 $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  
 $T$  – температура, К;  
 $U$  – внутренняя энергия, Дж;  
 $V$  – объем, м<sup>3</sup>;  
 $V_n$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\delta$  – степень последующего расширения;  
 $\varepsilon$  – степень сжатия;

$\gamma$  – коэффициент остаточных газов;  
 $\eta$  – коэффициент полезного действия;  
 $\eta_i$  – индикаторный коэффициент полезного действия;  
 $\eta_t$  – термический коэффициент полезного действия;  
 $\eta_v$  – коэффициент наполнения;  
 $\varphi$  – степень уменьшения объема; угол поворота вала съема мощности двигателя, °;  
 $\varphi_c$  – доля несгоревшего углерода;  
 $\varphi_p$  – поправочный коэффициент максимального давления в цикле;  
 $\lambda$  – степень изохорного повышения давления;  
 $\lambda_p$  – степень изохорного снижения давления;  
 $\pi$  – степень повышения давления;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>; степень предварительного расширения;  
 $\sigma$  – степень охлаждения;  
 $\tau$  – число тактов в цикле двигателя;

#### ИНДЕКСЫ:

$\alpha$  – избыточный воздух;  
 $e$  – эффективный параметр;  
 $h$  – рабочий (объем);  
 $i$  – индикаторный параметр;  
 $t$  – термический параметр;  
 $u$  – низший (теплота сгорания);  
 $v$  – воздух;  
п.с. – продукты сгорания;  
с.з. – свежий заряд;  
 $t$  – топливо;  
 $\zeta$  – цикл, цилиндр;  
 $0$  – относится к совершенному сгоранию; атмосферный параметр;  
 $1$  – до сгорания; относится к свежему заряду; процесс сжатия;  
 $2$  – после сгорания.

#### СОКРАЩЕНИЯ:

ВМТ – верхняя мертвая точка  
ДВС – двигатель внутреннего сгорания  
КД – комбинированный двигатель  
КД ИТ - комбинированный двигатель с импульсной турбиной  
КПД - коэффициент полезного действия  
НМТ – нижняя мертвая точка  
ТК – турбокомпрессор

## ВВЕДЕНИЕ

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) – это двигатель, в котором химическая энергия топлива, сгорающего непосредственно в рабочем теле двигателя, превращается в механическую работу.

Поршневой двигатель (ПД) – один из видов ДВС. В нем камерой сгорания является цилиндр, где тепловая энергия топлива превращается в механическую энергию, которая из возвратно-поступательного движения поршня превращается во вращательную с помощью кривошипно-шатунного механизма. По характеру процесса сгорания ПД делятся на двигатели с принудительным воспламенением и двигатели с воспламенением от сжатия. В двигателях с принудительным воспламенением смесь топлива с воздухом готовится в карбюраторе и далее во впускном коллекторе, или во впускном коллекторе при помощи распыляющих форсунок (механических или электрических), или непосредственно в цилиндре при помощи распыляющих форсунок. Топливная смесь подаётся в цилиндр, сжимается, а затем поджигается при помощи искры, проскакивающей между электродами свечи. В двигателях с воспламенением от сжатия (дизели) топливо впрыскивается в предварительно сжатое рабочее тело. Возгорание смеси происходит под действием высокого давления и, как следствие, температуры в камере.

Комбинированный двигатель объединяет в себе элементы ПД и газотурбинной установки. Продукты сгорания, частично расширившиеся в цилиндре двигателя, направляются в турбину, где и происходит их окончательное расширение. Таким образом, механическая работа производится как в цилиндре, так и в турбине. Кроме того, в комбинированном двигателе, как правило, подаваемое в цилиндр рабочее тело предварительно сжимается в компрессоре. Преимуществом комбинированных двигателей перед поршневыми является их большая удельная мощность и экономичность.

Циклом теплового двигателя называют круговой термодинамический процесс, в котором теплота превращается в работу. В анализе эффективности циклов двигателей решают следующие задачи:

- определяют, от каких факторов зависит коэффициент полезного действия (КПД) обратимого термодинамического цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать с целью повышения коэффициента полезного действия (КПД) цикла;
- находят степень необратимости процессов действительного цикла и устанавливают, какие процессы целесообразно совершенствовать с целью уменьшения необратимых потерь и повышения КПД цикла.

В данном методическом пособии приведены только краткие сведения о рабочих процессах в тепловых двигателях. Оно служит лишь дополнением к курсу лекций [4].

# 1. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

## 1.1. Общие сведения о термических параметрах цикла

Термическим КПД цикла двигателя  $\eta_t$  называют отношение работы обратимого термодинамического цикла  $L_t$  к теплоте, подведенной к рабочему телу от горячего источника  $Q_1$ :

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} \text{ или } \eta_t = \frac{l_t}{q_1}, \quad (1.1)$$

где  $l_t = L_t/G$  – удельная работа обратимого термодинамического цикла двигателя;

$q_1 = Q_1/G$  – удельная теплота, подведенная к рабочему телу от горячего источника;

$G$  – масса рабочего тела, участвующая в процессах цикла теплового двигателя.

Подставив выражение для работы цикла в (1.1), записываем

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \text{ или } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (1.2)$$

где  $q_2 = Q_2/G$  – удельная теплота, отведенная от рабочего тела к холодному источнику.

Средним давлением термодинамического цикла  $p_t$  называется отношение работы обратимого термодинамического цикла  $L_t$  к рабочему объему цилиндра  $V_h$

$$p_t = L_t/V_h. \quad (1.3)$$

Рабочий объем цилиндра определяется как разность его максимального и минимального объемов, т.е. его объемов в нижней и верхних мертвых точках:

$$V_h = V_{\max} - V_{\min} = V_a - V_c. \quad (1.4)$$

## 1.2. Общие сведения о индикаторных показателях двигателя

Индикаторные показатели характеризуют действительный рабочий цикл и определяются или расчетом цикла, или экспериментально по снятой индикаторной диаграмме изменения давлений в цилиндре за время рабочего цикла. К ним относятся среднее индикаторное

давление  $p_i$ , индикаторная мощность  $N_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$ , относительный КПД  $\eta_g$  и индикаторный удельный расход топлива  $g_i$ .

*Средним индикаторным давлением* называют такое условное, постоянное по величине давление, которое, действуя на поршень, совершает работу за один его ход от ВМТ к НМТ, равную работе газа за рабочий цикл.

Определяется среднее индикаторное давление как отношение индикаторной работы цикла к объему цилиндра:

$$p_i = L_{ip} / V_h. \quad (1.5)$$

Рассмотрим идеализированный цикл поршневого двигателя  $acz'zba$ , состоящий из политропного сжатия  $a-c$ , изохоры  $c-z'$  и изобары  $z'-z$  подвода теплоты, политропного расширения  $z'-b$  и изохорного отвода теплоты  $b-a$  (см. рис. 2.1.г). Среднее индикаторное давление данного цикла определяется по формуле:

$$p_{ip} = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right], \quad (1.6)$$

где  $n_1, n_2$  - показатели политропы сжатия и расширения.

Определяемое по формуле значение среднего индикаторного давления  $p_{ip}$  больше действительного  $p_i$ :

$$p_i = \varphi_{\Pi} \varphi_K p_{ip} + \Delta p_i. \quad (1.7)$$

где  $\varphi_{\Pi}$  - коэффициент полноты индикаторной диаграммы,  $\varphi_{\Pi} = 0,92 \dots 0,97$ , меньшее значение относится к дизелям;

$\varphi_K = 0,9 \dots 0,95$  - коэффициент, учитывающий дополнительные потери на перетекание в отделенную часть камеры; если камера сгорания - неразделенная, то  $\varphi_K = 1$ ;

$\Delta p_i = \varphi_H (p_a - p_r)$  - поправка на насосные ходы;

$\varphi_H = 0,75 \dots 1,0$  - коэффициент, учитывающий изменение давления в цилиндре в процессе выпуска.

*Индикаторная мощность двигателя*  $N_i$  - это работа газов цилиндра за 1 с. Она является функцией среднего индикаторного давления  $p_i$ , рабочего объема цилиндра  $V_h$ , числа цилиндров  $i$ , числа тактов цикла  $\tau$  и оборотов коленчатого вала двигателя  $n$ :

$$N_i = (2p_i V_h n) / \tau. \quad (1.8)$$



Единицей измерения  $N_i$  в формуле (1.8) является кВт. Единицей измерения оборотов коленчатого вала двигателя  $\Pi$  является  $c^{-1}$ .

*Индикаторным КПД*  $\eta_i$  называют отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u g_T} = \frac{p_i R_\mu M_1 T_k}{p_k \eta_v H_u}. \quad (1.9)$$

В отличие от термического КПД, индикаторный КПД учитывает все потери, связанные с осуществлением действительного цикла, т. е. не только отвод теплоты к холодному источнику, но и потери, связанные с неполнотой сгорания, диссоциацией, утечками рабочего тела через неплотности, отводом теплоты в стенки и с отработанными газами.

Сравнение индикаторного и термического КПД цикла позволяет оценить совершенство действительного цикла. Для этого используется *относительный КПД цикла*  $\eta_g$ , равный отношению индикаторного и термического КПД:

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t. \quad (1.10)$$

Относительный КПД цикла  $\eta_g$  обычно составляет 0,7...0,9.

*Удельный индикаторный расход топлива* равен частному от деления часового расхода топлива на индикаторную мощность. Для двигателей на жидком топливе (в г/(кВт·ч)):

$$g_i = 1000 \cdot G_T / N_i, \quad (1.11)$$

где  $G_T$  - часовой расход топлива, кг/ч.

### 1.3. Общие сведения о эффективных параметрах двигателя

*Эффективной мощностью двигателя*  $N_e$  называется мощность двигателя, отдаваемая потребителю. Она меньше индикаторной мощности на величину механических потерь:

$$N_e = N_i - N_M, \quad (1.12)$$

где  $N_M = N_{тр} + N_d + N_a + N_{н.х.} + N_k$  - мощность механических потерь;

$N_{тр}$  - мощность, затрачиваемая на преодоление трения между движущимися и неподвижными деталями двигателя;

$N_d$  - мощность, расходуемая на преодоление трения между движущимися деталями двигателя и воздухом, газами или маслом;

$N_a$  - мощность, расходуемая на приведение в действие агрегатов и устройств двигателя: топливного, масляного, водяного насосов, вентилятора, генератора, магнето, распределителя зажигания и т.п.;

$N_{н.х.}$  - мощность, расходуемая на очистку и заполнение цилиндров (насосные потери);

$N_a$  - мощность, расходуемая на приведение в действие компрессора с механическим приводом от коленчатого вала двигателя.

*Среднее эффективное давление* – это условное постоянное давление в цилиндрах двигателя, при котором работа, произведенная в них за один такт, равняется эффективной работе.

Среднее эффективное давление связано с эффективной мощностью формулой:

$$p_e = 30 \cdot \tau N_e / (iV_h n), \quad (1.13)$$

Уменьшение мощности двигателя вследствие потерь в нем характеризует *механический КПД*  $\eta_M$ , равный отношению его эффективной мощности к индикаторной:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (1.14)$$

*Эффективный КПД двигателя*  $\eta_e$  равен отношению количества теплоты, превращенного в полезную работу, к затраченной теплоте:

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u g_T} = \eta_i \eta_M = \frac{p_i R_\mu M_1 T_k \eta_M}{p_k \eta_v H_u}. \quad (1.15)$$

*Удельный эффективный расход топлива*  $g_e$  равен отношению часового расхода топлива к эффективной мощности.

Единицей измерения удельного эффективного расхода топлива для двигателей жидкого топлива является г/(кВтч), для газовых двигателей м<sup>3</sup>/(кВтч). Для двигателей жидкого топлива:

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} = \frac{3600 p_k \eta_v}{R_\mu M_1 p_i \eta_M T_k} = \frac{3600 p_k \eta_v}{R_\mu M_1 p_e T_k}; \quad (1.16)$$

## 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПОРШНЕВЫХ И КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

### 2.1. Допущения при исследовании обратимых термодинамических циклов

При исследовании обратимых термодинамических циклов принимают следующие допущения:

- рабочее тело является идеальным газом;
- масса рабочего тела постоянна и одинакова во всех процессах;
- теплоемкость рабочего тела не зависит ни от давления, ни от температуры;
- подвод теплоты к рабочему телу осуществляется ее отдачей от горячего источника;
- процессы газообмена заменяются обратимым процессом с отводом теплоты от рабочего тела холодному источнику;
- процессы сжатия и расширения принимаются политропными с постоянным показателем политропы.

### 2.2. Циклы поршневых двигателей

Идеализированные циклы поршневых ДВС разделяют на

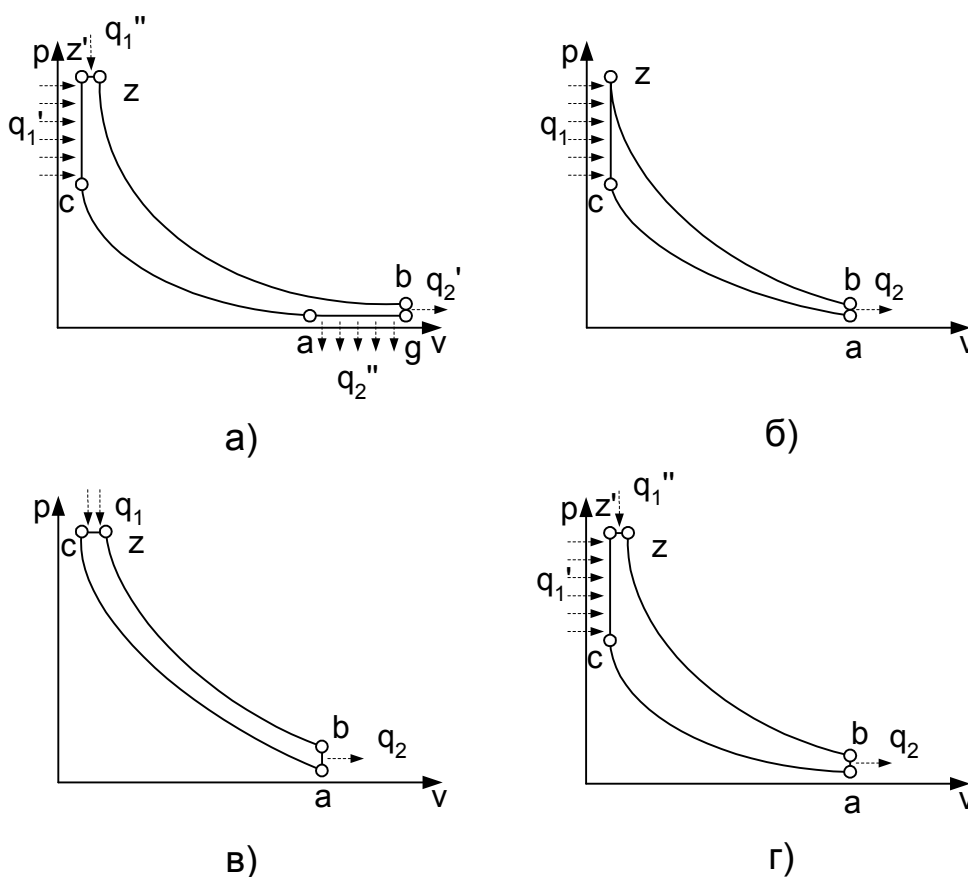


Рис. 2.1 Идеализированные циклы ДВС

следующие виды:

- цикл со смешанным подводом и отводом теплоты как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении (рис. 2.1.а);
- цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто) (рис. 2.1.б);
- цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля) (рис. 2.1.в);
- цикл со смешанным подводом теплоты как при постоянном объеме, так и при постоянном давлении и отводом теплоты при постоянном объеме (цикл Тринклера) (рис. 2.1.г).

Цикл Отто характерен для поршневых ДВС с принудительным воспламенением, циклы Дизеля и Тринклера характерны для дизельных двигателей. Цикл со смешанным подводом теплоты является обобщающим для всех циклов ДВС.

Рассмотрим цикл со смешанным подводом теплоты. Он состоит из следующих процессов (см. рис. 2.1.а): а-с – политропное сжатие, с-з' – изохорный подвод теплоты, з'-z – изобарный подвод теплоты, z-б – политропное расширение, б-г – изохорный отвод теплоты, г-а – изобарный отвод теплоты.

Цикл определяется заданием начального положения в точке а и параметрами цикла:

- степенью сжатия  $\varepsilon = v_a / v_c$ ;
- степенью изохорного повышения давления  $\lambda = p_{z'} / p_c$ ;
- степенью предварительного (изобарного) расширения  $\rho = v_z / v_{z'}$ ;
- степенью уменьшения объема  $\varphi = v_g / v_a$ ;
- степенью снижения давления  $\lambda_p = p_g / p_a$ ;
- показателем политропы сжатия  $n_1$ ;
- показателем политропы расширения  $n_2$ .

Если процессы сжатия и расширения считать адиабатными, то термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.1)$$

Среднее давление цикла:

$$p_t = \frac{q_1 \eta_t}{v_h} = \frac{p_a \varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \left( \lambda(\rho - 1) + \frac{1 - \varepsilon^k}{k - 1} \cdot (\lambda \rho - 1) \right). \quad (2.2)$$

Цикл со смешанным подводом теплоты вырождается в цикл Отто при  $\rho = 1$ ,  $\varphi = 1$ . В цикле Дизеля теплота подводится при

постоянном давлении, а отводится при постоянном объеме ( $\lambda = 1$ ,  $\varphi = 1$ ). Цикл Тринклера соответствует обобщенному циклу с  $\varphi = 1$ .

## 2.3. Циклы комбинированных двигателей

### 2.3.1. Общие сведения о циклах комбинированных двигателей

Комбинированные двигатели (КД) по условиям работы турбины разделяются на двигатели с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления.

Комбинированные двигатели с импульсной турбиной (КД ИТ) выполняют с выпускным трубопроводом минимальных размеров. Тем самым уменьшаются потери работоспособности при перетекании газа из цилиндра в турбину. Однако при этом давление, температура и скорость газа изменяются в широких пределах, что уменьшает КПД турбины.

Комбинированных двигателях с турбиной постоянного давления (КД ТПД) амплитуды давления перед турбиной невелики в результате применения выпускного коллектора большого сечения.

Процессы сжатия и расширения рабочего тела в цилиндре, компрессоре и турбине КД принимают политропными. В обратимых циклах КД подвод теплоты к рабочему телу принимают, как и в циклах поршневых ДВС, в соответствии со способом воспламенения топлива. Давление в выпускном патрубке за рабочим колесом турбины КД считается равным атмосферному. Процесс отвода теплоты от рабочего тела к холодному источнику принимают изобарным.

### 2.3.2. Цикл комбинированного двигателя с импульсной турбиной

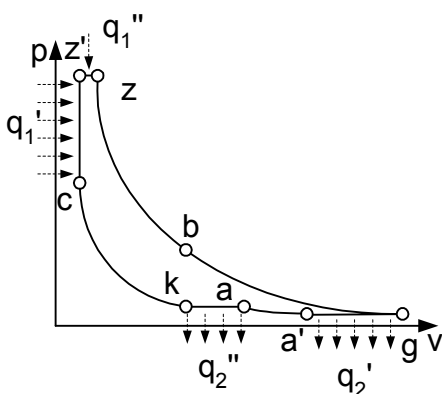


Рис. 2.2 Цикл КД с ИТ и промежуточным охлаждением

Цикл изображен на рис. 2.2. Процесс  $a'-a$  соответствует сжатию в компрессоре,  $k-a$  – изобарному процессу отвода теплоты в охладителе,  $a-c$  – сжатию в цилиндре,  $z-g$  – последовательному расширению в цилиндре ( $z-b$ ) и турбине.

Процесс сжатия в компрессоре описывается показателем политропы процесса сжатия в компрессоре  $n_K$  и степенью сжатия рабочего тела в компрессоре

$$\varepsilon_K = v_{a'} / v_a. \quad (2.1)$$

Для описания процесса расширения рабочего тела в цилиндре и турбине вводится специальный параметр цикла - степень последующего расширения

$$\delta = v_g / v_z. \quad (2.2)$$

Эффективность работы охладителя оценивается степенью охлаждения

$$\sigma = (T_k - T_a) / (T_k - T_{a'}) \quad (2.3)$$

и степенью уменьшения объема в охладителе

$$\omega = v_k / v_a = T_k / T_a. \quad (2.4)$$

Общая степень сжатия рабочего тела в цикле определяется по формуле:

$$\varepsilon_o = \varepsilon_k \omega \varepsilon. \quad (2.5)$$

В случае, если процессы сжатия и расширения в цилиндре, компрессоре и турбине – адиабатные, то термический КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{k[\rho\lambda^{1/k} - \omega + \varepsilon_k^{k-1}(\omega - 1)]}{\varepsilon_o^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.6)$$

Среднее термодинамическое давление цикла:

$$p_t = \frac{p_{a'} \cdot \varepsilon^k \cdot \varepsilon_k^k [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (2.7)$$

### 2.3.3. Цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной

Конструктивно стабилизация давления перед турбиной обеспечивается установкой коллектора выхлопных газов большого

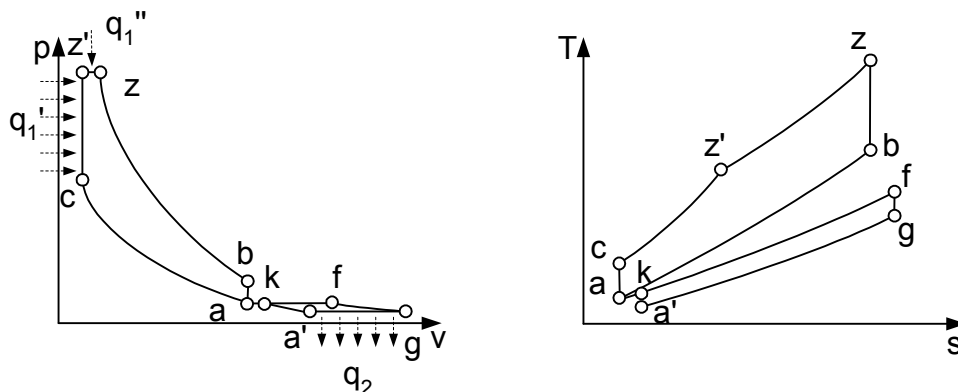


Рис. 2.3 Цикл комбинированного двигателя с постоянным давлением перед турбиной

объема. В обратимом термодинамическом цикле с постоянным давлением перед турбиной давление на входе в турбину принимается постоянным. В начале процесса выпуска давление в цилиндре в несколько раз выше давления перед турбиной. В процессе истечения газов в выпускной коллектор газ расширяется до давления в коллекторе, а полезная работа не производится; происходит необратимый процесс дросселирования, который сопровождается диссипацией энергии. В исследованиях обратимых циклов двигателей необратимый процесс заменяют обратимыми процессами таким образом, чтобы параметры газа в конечном состоянии остались такими же, как и в конце необратимого процесса. В результате необратимый процесс истечения газа из цилиндра в коллектор заменяется обратимыми процессами изохорного охлаждения b-a и изобарного нагрева a-f, (см. рис. 2.3), причем

$$Q_{b-a} = Q_{a-f}. \quad (2.8)$$

Исходя из (2.8) получим выражение для определения температуры на входе в турбину:

$$T_f = T_b [1 + (k - 1)p_f / p_b] / k. \quad (2.9)$$

Термический КПД данного цикла при адиабатных процессах расширения и сжатия в турбине, компрессоре и цилиндре двигателя и отсутствии охладителя определяется по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon_o^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (2.10)$$

Среднее термодинамическое давление цикла определяется по формуле (2.7).

### **.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЦИКЛОВ ДВС**

#### **3.1. Порядок расчетов**

Порядок расчетов рабочих процессов в цикле поршневого ДВС приведен на рис. 3.1.а. Расчет комбинированного двигателя более сложен [3, с. 273-275], так как необходимо обеспечить согласование характеристик турбокомпрессора. Однако, если характеристики турбокомпрессора являются исходными данными, то расчет проводится по схеме, приведенной на рис. 3.1.б.

#### **3.2. Свойства рабочих тел**

*Рабочим телом* называется вещество, при помощи которого осуществляется действительный цикл двигателя. Рабочее тело в ДВС состоит из окислителя, топлива и продуктов сгорания. Для большей части ДВС окислителем является атмосферный воздух.

При осуществлении рабочего цикла рабочее тело претерпевает физические и химические изменения. Свойства рабочего тела изменяются в зависимости от его температуры и состава, что надо учиты-

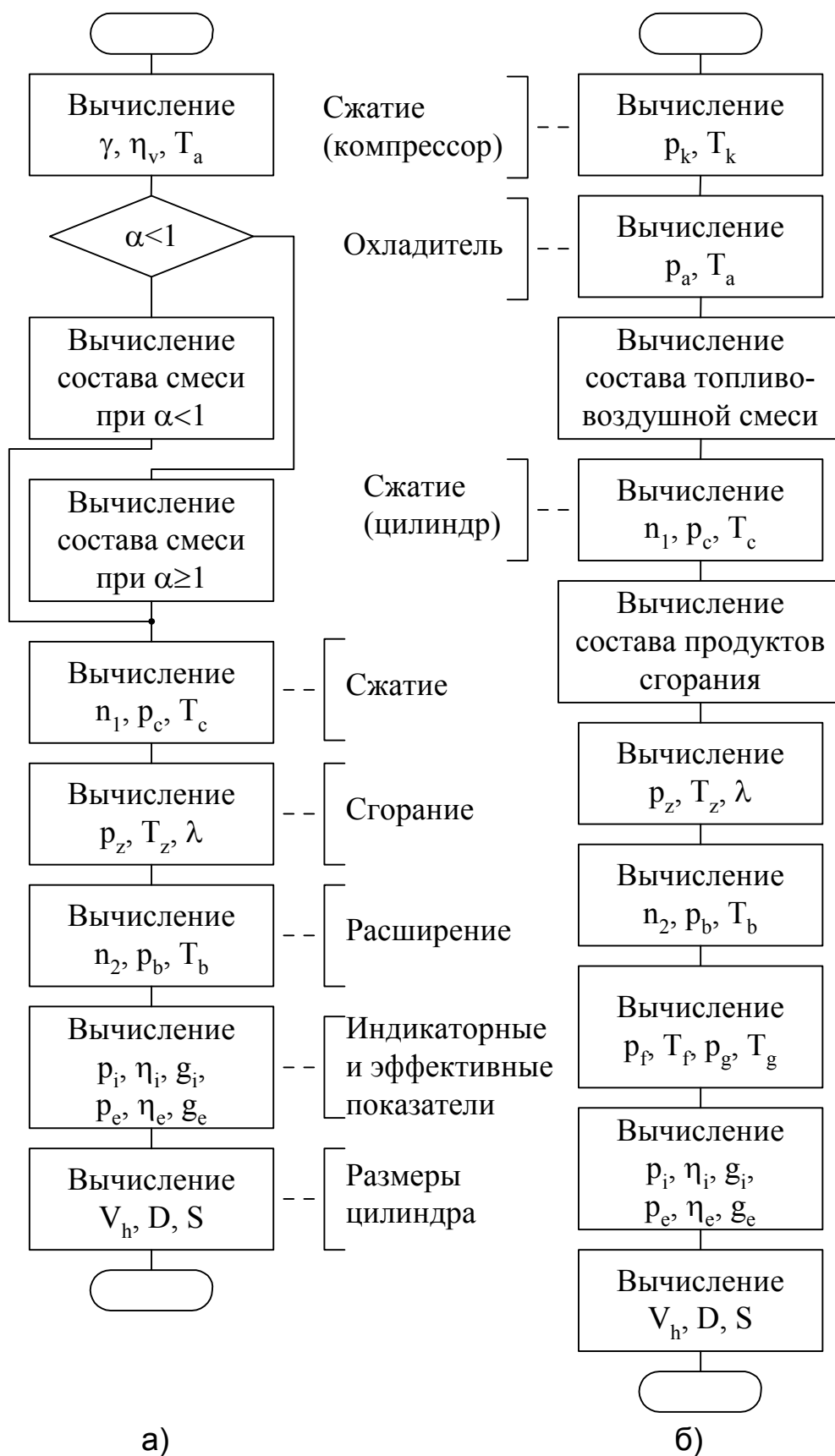


Рис. 3.1 Расчет процессов в ДВС



вать при расчетах.

*Полным сгоранием* называется такой процесс сгорания топлива, при котором оно превращается в продукты полного окисления. Для углеводородного топлива продуктами конечного окисления являются двуокись углерода ( $\text{CO}_2$ ) и водяной пар ( $\text{H}_2\text{O}$ ).

Количество воздуха (кмоль), которое теоретически необходимо для сгорания топлива массой 1 кг, выражают *стехиометрическим соотношением* в кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (3.1)$$

где  $C$  – массовая доля углерода в топливе, кг/кг;

$H$  – массовая доля водорода в топливе, кг/кг;

$O$  – массовая доля кислорода в топливе, кг/кг.

Отношение действительного количества воздуха  $L$ , находящегося в цилиндре, к стехиометрическому количеству  $L_0$  называют *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = L/L_0. \quad (3.2)$$

В действительности полное сгорание топлива происходит при  $\alpha > 1$ .

В ДВС со смешанным смесеобразованием до начала сгорания горючая смесь состоит из воздуха и испарившегося топлива. Количество горючей смеси (кмоль) на 1 кг топлива определяется по формуле:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T, \quad (3.3)$$

где  $m_T$  – молярная масса топлива.

В двигателях с внутренним смесеобразованием и воспламенением от сжатия объемом жидкого топлива, впрыск которого в цилиндр начинается в самом конце хода сжатия, можно пренебречь по сравнению с объемом воздуха. Поэтому для двигателей данного типа

$$M_1 = \alpha L_0. \quad (3.4)$$

Продукты полного сгорания состоит из углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ), водяного пара ( $\text{H}_2\text{O}$ ), избыточного кислорода ( $\text{O}_2$ ) и азота ( $\text{N}_2$ ), поступившего с воздухом. Для 1 кг жидкого топлива указанного ранее элементарного состава количества этих компонентов продуктов сгорания в кмоль выражают в виде

$$M_{\text{CO}_2} = C/12; \quad (3.5)$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0 = [C/(12 \cdot 0,79)](\alpha - 1)(0,79 + \beta);$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = [\alpha C / (12 \cdot 0,21)](0,79 + \beta).$$

Общее количество продуктов сгорания определяют по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (3.6)$$

Относительное изменение объема при сгорании горючей смеси характеризуется *коэффициентом молекулярного изменения свежей смеси*  $\mu_0$ :

$$\mu_0 = M_2 / M_1. \quad (3.7)$$

*Неполным сгоранием* называется такой процесс сгорания топлива, при котором часть его горючих составляющих превращается в продукты неполного окисления. Причиной неполного сгорания может быть общий недостаток окислителя ( $\alpha < 1$ ), местный недостаток кислорода в зоне горения вследствие несовершенства смесеобразования или недостаточность времени для сгорания переобедненной смеси.

Рассмотрим горение углеводородных топлив при  $\alpha < 1$ . При упрощенном расчете неполного сгорания считают, что продуктами сгорания являются только  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$  и  $N_2$ . Анализ продуктов неполного сгорания также показывает, что отношение содержания водорода к содержанию окиси углерода очень слабо зависит от коэффициента избытка воздуха, т. е. для конкретного топлива можно считать

$$M_{H_2} / M_{CO} = K = \text{const}. \quad (3.8)$$

Для бензинов  $K = 0,45 \dots 0,5$ , для природного газа  $K = 0,6 \dots 0,7$ .

Для 1 кг жидкого топлива количества компонентов продуктов сгорания в кмоль выражают в виде

$$M_{CO_2} = \sum n C_n H_m O_r; \quad (3.9)$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r;$$

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

$$M_{N_2} = 0,79L_0 + N_2.$$

Общее количество продуктов сгорания на 1 кг топлива определяют по формуле:

$$M_2 = M_{H_2} + M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2}. \quad (3.10)$$

Объемную долю компонента в продуктах сгорания можно определить как отношение количества этого компонента продукта сгорания

на 1 кг топлива к общему количеству продуктов сгорания на 1 кг топлива. Например, объемная доля водяных паров в продуктах сгорания  $r_{H_2O}$  определяется по формуле:

$$r_{H_2O} = M_{H_2O} / M_2 \quad (3.11)$$

Термодинамические свойства продуктов сгорания определяют как термодинамические свойства смеси идеальных газов. Зависимости приведены в любом учебнике по технической термодинамике, например, в работе [2].

### 3.3. Сжатие в компрессоре

Компрессором называют устройство для повышения давления газа и перемещения его за счет затраты технической работы [5]. Не-

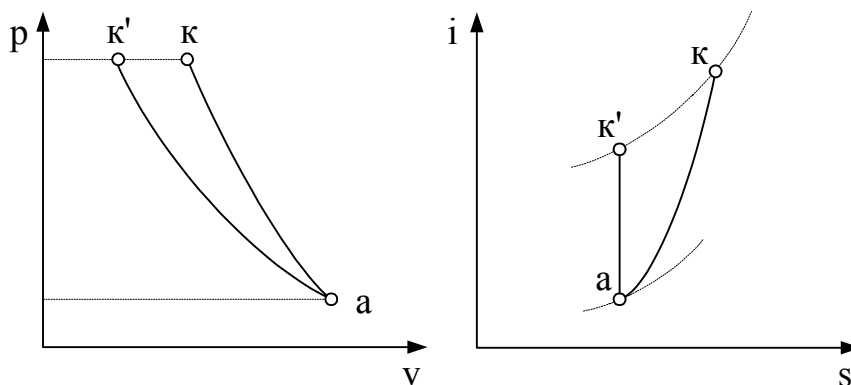


Рис. 3.2. Процесс сжатия в компрессоре.

смотря на конструктивные различия компрессоров, с термодинамической точки зрения процессы сжатия, протекающие в них, одинаковы. Вне зависимости от их обратимости их можно упрощенно считать адиабатными (см. рис. 3.2).

Совершенство компрессора может быть оценено значением адиабатического КПД компрессора:

$$\eta_{кад} = I_{кад} / I_k, \quad (3.12)$$

где  $I_{кад} = \frac{k}{k-1} RT_a \left[ \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$  - удельная работа обратимого адиа-

батного процесса сжатия (процесс а-к' на рис. 3.2) [2, с.141];

$k$  - показатель адиабаты процесса сжатия;

$\pi_k = p_k / p_a$  - степень повышения давления в компрессоре;

$I_k = i_k - i_a$  - удельная работа процесса сжатия (процесс а-к на рис. 3.2).

Следовательно, значение энтальпии в конце процесса сжатия можно определить по формуле:

$$i_k = i_a + \frac{k}{k-1} RT_a \left[ \frac{\pi_k^{k-1}}{\pi_k^k} - 1 \right] / \eta_{к\text{ад}} \quad (3.13)$$

Мощность  $N_k$  (кВт), затрачиваемая на получение сжатого газа в компрессоре:

$$N_k = G \cdot i_k / 1000 = G \cdot i_k / (\eta_{к\text{ад}} \cdot 1000). \quad (3.14)$$

### 3.4. Промежуточное охлаждение

Охлаждение воздуха при сжатии применяют во многих комбинированных двигателях. Охладитель воздуха устанавливают после компрессора. Эффективность работы охладителя оценивается степенью охлаждения  $\sigma$  и степенью уменьшения объема в охладителе  $\omega$  (см. формулы 2.3, 2.4). Процесс охлаждения воздуха упрощенно считают изобарным.

### 3.5. Сжатие в цилиндре двигателя

Давление в начале процесса сжатия определяется по формуле:

$$p_a = \sigma_{вх} p_k, \quad (3.15)$$

где  $\sigma_{вх}$  – коэффициент, определяющий гидравлические потери во входном трубопроводе двигателя;

$p_k$  - атмосферное давление для поршневого ДВС или давление за охладителем для комбинированного двигателя.

Т. к. в цилиндре двигателя в начале процесса сжатия, кроме свежего заряда, присутствуют и продукты сгорания, то температура в начале процесса сжатия  $T_a$  отличается от температуры во входном трубопроводе  $T_0$  и определяется по формуле:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \zeta_{с.з.} \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (3.16)$$

где  $T_k$  - температура атмосферы для поршневого ДВС или температура за охладителем для комбинированного двигателя;

$\Delta T$  - нагрев свежего заряда стенками цилиндра;

$T_r$  - температура остаточных газов;

$\gamma = M_r / M_{1ц}$  - коэффициент остаточных газов, отношение количества моль остаточных газов к количеству моль свежего заряда;

$\zeta_{с.з.} = M_{1ц} / M_{1а}$  - изменение количества моль свежего заряда за период дозарядки; если продувка отсутствует, то  $\zeta_{с.з.} = 1$ .

$\zeta = c_{p.с.} / c_{p.см}$  - отношение удельной мольной теплоемкости продуктов сгорания и рабочей смеси. При упрощенном расчете принимают  $\zeta \approx 1$ .

Нагрев свежего заряда стенками цилиндра  $\Delta T$  и температуру остаточных газов  $T_r$  определяют по опытным данным аналогов.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma$  определяем по формуле:

$$\gamma = \zeta_{оч} \frac{(T_0 + \Delta T) p_r}{\zeta_{с.з.} T_r (\varepsilon p_a - \zeta \zeta_{оч} p_r)}, \quad (3.17)$$

где  $\zeta_{оч}$  - коэффициент очистки, для двигателей без продувки цилиндра  $\zeta_{оч} = 1$ , для двигателей с продувкой цилиндра  $\zeta_{оч}$  определяются по полуэмпирическим зависимостям [3, с.66];

$T_0$  - температура свежего заряда во входном трубопроводе;

$p_r = \sigma_{вых} p_0$  - давление остаточных газов;

$\sigma_{вых}$  - коэффициент, определяющий гидравлические потери в выпускном трубопроводе двигателя;

$p_0$  - атмосферное давление.

Сжатие рабочего тела в действительном цикле представляет собой процесс с переменным показателем политропы. На практике переменный показатель часто заменяют его усредненным значением показателя политропы сжатия  $n_1$ .

Значение среднего показателя политропы можно определить по методу Мазинга, решив систему уравнений из выражения I начала термодинамики для процесса сжатия а-с и уравнения политропного процесса относительно  $n_1$  и  $T_c$ :

$$\begin{cases} Q_{a-c} = U_c - U_a + L_{a-c} \\ T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} \end{cases} \quad (3.18)$$

Выражение I начала термодинамики при  $\alpha < 1$  преобразуется к следующему виду:

$$u_{c_{c.з.}} + \gamma u_{c_{п.с.}} - u_{a_{c.з.}} - \gamma u_{a_{п.с.}} - \frac{(\gamma + 1)R_{\mu}}{n_1 - 1} (T_c - T_a) = \vartheta H_u / M_1, \quad (3.19)$$

где  $u_{a_{c.з.}}$ ,  $u_{c_{c.з.}}$  - удельная мольная внутренняя энергия свежего заряда соответственно в начале и конце процесса сжатия, Дж/кмоль;

$u_{a_{п.с.}}$ ,  $u_{c_{п.с.}}$  - удельная мольная внутренняя энергия продуктов сгорания соответственно в начале и конце процесса сжатия, Дж/кмоль;

$\gamma$  - коэффициент остаточных газов;

$\vartheta$  - коэффициент отводимой теплоты при сжатии,  $\vartheta \approx 0$ ;

$H_u$  - удельная теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Если свежий заряд представляет собой не топливовоздушную смесь, а чистый воздух, и  $\alpha > 1$ , то выражение I начала термодинамики из (3.18) преобразуется к виду:

$$q_1 (u_{c_{c.з.}} - u_{a_{c.з.}}) + q_2 (u_{c_0} - u_{a_0}) - R_{\mu} \frac{T_c - T_a}{n_1 - 1} = \frac{\vartheta H_u}{(1 + \gamma)M_1}, \quad (3.20)$$

где  $u_{a_0}$ ,  $u_{c_0}$  - внутренняя энергия 1 кмоль продуктов совершенного сгорания в начале и конце процесса сжатия соответственно, Дж/кмоль;

$$q_1 = (1 + \gamma r_{\alpha}) / (1 + \gamma);$$

$$q_2 = \gamma r_0 / (1 + \gamma);$$

$r_0$  - объемная доля продуктов совершенного сгорания,

$$r_0 = (C/12 + H/2 + 0,79L_0) / M_2; \quad (3.21)$$

$r_{\alpha}$  - объемная доля избыточного воздуха в продуктах сгорания,

$$r_{\alpha} = 1 - r_0. \quad (3.22)$$

Если показатель политропы сжатия известен, то параметры рабочего тела в конце процесса сжатия определяются по уравнению политропы:

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \\ p_c &= p_a \varepsilon^{n_1} \end{aligned} \quad (3.23)$$

### 3.6. Процесс сгорания

#### 3.6.1. Расчет процесса сгорания в двигателе с принудительным воспламенением

При расчете процесса сгорания в двигателе с принудительным воспламенением определяют одну неизвестную температуру  $T_z$  в конце процесса сгорания. Т. к. процесс сгорания принят изохорным, то  $V_z = V_c$ .

После преобразований уравнение I закона термодинамики для участка видимого сгорания c-z, получим:

$$\xi_z \chi H_u / [M_1(1 + \gamma)] + (u_{c.c.з.} + \gamma u_{c.п.с.}) / (1 + \gamma) = \mu u_{z.п.с.} \quad (3.24)$$

где  $\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma)$  - коэффициент молекулярного изменения смеси;

$\mu_0 = M_2 / M_1$  - коэффициент молекулярного изменения свежей смеси;

$\chi$  - коэффициент выделения теплоты при сгорании цикловой дозы топлива; при  $\alpha < 1$   $\chi = 1 - 57780(1 - \alpha) / H_u$ , при  $\alpha \geq 1$   $\chi \approx 1$ ;

$\xi_z$  - коэффициент использования теплоты на видимом участке сгорания;

$u_{z.п.с.}$  - удельная мольная энергия продуктов сгорания в конце видимого процесса сгорания, Дж/кмоль.

Из уравнения (3.24) определяют  $u_{z.п.с.}$ , а затем – температуру в конце процесса сгорания  $T_z$ .

Расчетное давление в конце процесса сгорания определяется по уравнению изохоры:

$$p_{z_p} = p_c T_z / T_c \quad (3.25)$$

Принятое допущение о подводе теплоты в изохорном процессе не вызывает заметного отклонения величин индикаторного КПД и работы цикла, но получаемое максимальное давление существенно выше действительного. Отклонение учитывают поправочным коэффициентом:

$$p_{z_d} = p_{z_p} \varphi_p \quad (3.26)$$

принимая  $\varphi_p = 0,8 \dots 0,9$ .

### 3.6.2. Расчет процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия

При расчете процесса сгорания в двигателе с самовоспламенением от сжатия определяют два неизвестных - температуру  $T_z$  и объем газов  $V_z$  в конце процесса сгорания.

Записав выражение для I закона термодинамики, и приняв сгорание полным и коэффициент выделения теплоты  $\chi = 1$ , получим:

$$\begin{aligned} \xi_z H_u / [M_1(1 + \gamma)] + (u_{c.c.з.} + \gamma u_{c.п.c.}) / (1 + \gamma) + \lambda R_\mu T_c = \\ = \mu (u_{z.п.c.} + R_\mu T_z). \end{aligned} \quad (3.27)$$

Уравнение (3.27) используется для определения  $T_z$ . Для определения давления и объема газов в точке z имеется только одно уравнение, поэтому в исходных данных должно быть задано максимальное давление цикла или степень повышения давления  $\lambda = p_z / p_c$ .

В расчетах обычно определяют не  $V_z$ , а степень предварительного расширения  $\rho = V_z / V_c$ :

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}. \quad (3.28)$$

### 3.7. Процесс расширения в цилиндре

В расчете цикла методом Гриневецкого-Мазинга процесс расширения описывают одной политропой. В ходе расчета определяют показатель политропы расширения  $n_2$  и параметры рабочего тела в конце процесса расширения  $T_b$  и  $p_b$ .

Температура  $T_b$  и давление  $p_b$  в конце процесса расширения определяются по формулам:

$$T_b = T_z (V_z / V_b)^{n_2 - 1} = p_z / \delta^{n_2 - 1}, \quad (3.29)$$

$$p_b = p_z (V_z / V_b)^{n_2} = p_z / \delta^{n_2}, \quad (3.30)$$

где  $\delta = \varepsilon / \rho$  - коэффициент последующего расширения.

Показатель политропы определяют из уравнения I закона термодинамики, записанного для процесса расширения z-b:

$$Q_{zb} = U_b - U_z + L_{zb}. \quad (3.31)$$

Подведенная в процессе z-b теплота определяется по формуле:



$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z) \chi H_u g_{т.ц}, \quad (3.32)$$

где  $\xi_b$  - коэффициент использования теплоты к концу процесса расширения в цилиндре;

$g_{т.ц.}$  - цикловая доза топлива, кг.

Перейдя в выражении (3.32) к удельным параметрам, получим:

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) \chi H_u}{M_1(\mu_0 + \gamma)} = \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{n_2 - 1} - (u_{z_{п.с.}} - u_{b_{п.с.}}). \quad (3.33)$$

В расчетах циклов при  $\alpha > 1$  принимают  $\chi = 1$  [3, с.156]. Рассматривая продукты сгорания как смесь продуктов сгорания стехиометрической смеси и избыточного воздуха, получим:

$$\frac{(\xi_b - \xi_z) H_u}{M_1(\mu_0 + \gamma)} = \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{n_2 - 1}$$

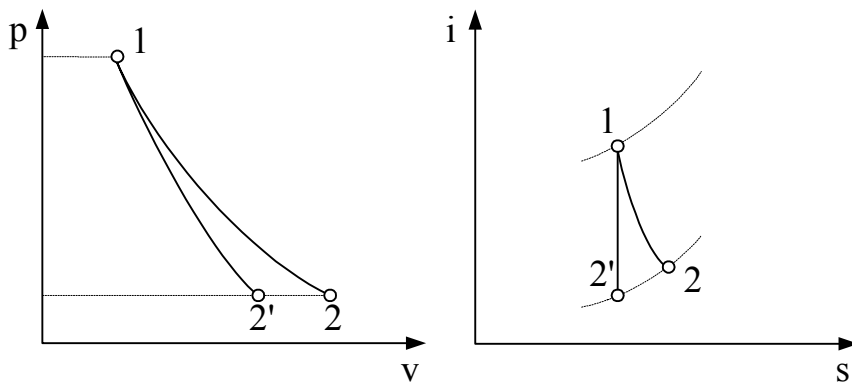


Рис. 3.3. Процесс расширения в турбине.

$$-r_\alpha (u_{z_{с.з.}} - u_{b_{с.з.}}) - r_0 (u_{0_z} - u_{0_b}). \quad (3.34)$$

Т. к. в формулу (3.34) входят величины  $u_{b_{с.з.}}$  и  $u_{0_b}$ , зависящие от  $T_z$ , для определения показателя политропы сжатия и температуры в конце процесса сжатия необходимо решить систему уравнений (3.29) и (3.34).

### 3.7. Процесс расширения в турбине

Турбиной называют устройство для получения технической работы за счет расширения рабочего тела.

Процессы в турбине можно упрощенно представить как необратимый адиабатный процесс расширения 1-2 (см. рис. 3.3).

Для импульсной турбины считаем параметры на входе равными параметрам продуктов сгорания в конце процесса расширения в цилиндре (точка b на рис. 2.2). При расчете турбины постоянного давления давление на ее входе (точка f) считают равным давлению на входе в цилиндр двигателя, а температуру рассчитывают по формуле (2.9). Давление в конце процесса расширения (точка z) примерно равно давлению окружающей среды.

Совершенство турбины может быть оценено значением адиабатического КПД турбины:

$$\eta_{Tад} = I_T / I_{Tад} , \quad (3.35)$$

где  $I_{Tад} = \frac{k_T}{k_T - 1} RT_1 \left[ 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \right]$  - удельная работа обратимого

адиабатного процесса расширения от давления  $p_b$  ( $p_f$ ) до давления  $p_z$  (процесс 1-2' на рис. 3.3) [2, с.145];

$k_T$  - показатель адиабаты рабочего тела;

$\pi_T$  - степень понижения давления в турбине;  $\pi_T = p_b / p_z$  для импульсной турбины и  $\pi_T = p_g / p_z$  для турбины постоянного давления.

$I_T = i_1 - i_2$  - удельная работа процесса расширения в турбине (процесс 1-2 на рис. 3.3).

Следовательно, удельная работа процесса расширения в турбине определяется по формуле:

$$I_T = \eta_{Tад} \cdot I_{Tад} . \quad (3.36)$$

Мощность  $N_T$  (кВт), получаемая при расширении сжатого газа в турбине:

$$N_k = G \cdot I_T / 1000 . \quad (3.36)$$

## 4. ЗАДАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ЦИКЛОВ ДВС

### 4.1. Расчет рабочих процессов цикла комбинированного двигателя

#### 4.1.1. Постановка задачи

##### Задача:

Произвести расчет цикла комбинированного двигателя и определить его термические показатели: термическую мощность  $N_t$ , термический КПД  $\eta_t$ , среднее давление термодинамического цикла  $p_t$ , удельный термический расход топлива  $g_t$ . Определить состояние и характеристики рабочего тела в характерных точках. Изобразить полученный цикл на  $p - V$  и  $T - S$  диаграммах.

##### Дано:

- тип комбинированного двигателя: комбинированный двигатель с принудительным воспламенением и импульсной турбиной (КД ИТ), комбинированный двигатель с принудительным воспламенением и турбиной постоянного давления (КД ПД);
- тип топлива: бензин А-95;
- число тактов  $\tau$ ;
- число цилиндров  $i$ ;
- рабочий объем цилиндра  $V_h$ , л;
- номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя  $n_{ном}$ , об/мин;
- состояние атмосферы:  $p_{атм} = 101325$  Па,  $t_{атм} = 18$  °С;
- степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k$ ;
- адиабатический КПД компрессора  $\eta_{кад}$ ;
- степень охлаждения  $\sigma$ ;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;
- общая степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- показатель политропы процесса сжатия в цилиндре  $n$ ;
- показатель политропы процесса расширения в цилиндре  $n_1$ ;
- адиабатический КПД турбины  $\eta_{тад}$ .

Варианты численных значений исходных данных приведены в таблицах 4.1, 4.2.

##### Примечание:

При отсутствии данных в условии потерями давления, теплообменом пренебрегать, процессы считать идеализированными. Наличием остаточных газов при сжатии и сгорании в цилиндре пренебречь. Процесс сгорания считать полным. Работой насосных ходов пренебречь.

Таблица 4.1. Исходные данные для расчета цикла КД

Вар-т	Дв-ль	$\tau$	$i$	$V_h$	$n_{ном}$	$\pi_k$	$\eta_{к ад}$
1	КД ИТ	4	4	0,5	4000	1,8	0,9
2	КД ПД	4	6	0,8	3500	1,5	0,92
3	КД ИТ	2	8	1	1600	1,4	0,87
4	КД ПД	4	12	0,75	2200	1,6	0,9
5	КД ИТ	4	4	1,5	3200	1,8	0,92
6	КД ПД	2	6	0,5	4200	1,5	0,87
7	КД ИТ	4	8	0,8	4000	1,4	0,9
8	КД ПД	4	12	1	3500	1,6	0,92
9	КД ИТ	2	4	0,75	1600	1,8	0,87
10	КД ПД	4	6	1,5	2200	1,5	0,9
11	КД ИТ	4	8	0,5	3200	1,4	0,92
12	КД ПД	2	12	0,8	4200	1,6	0,87
13	КД ИТ	4	4	1	4000	1,8	0,9
14	КД ПД	4	6	0,75	3500	1,5	0,92
15	КД ИТ	2	8	1,5	1600	1,4	0,87
16	КД ПД	4	12	0,5	2200	1,6	0,9
17	КД ИТ	4	6	0,8	3200	1,8	0,92
18	КД ПД	2	8	1	4200	1,5	0,87
19	КД ИТ	4	12	0,75	4000	1,4	0,9
20	КД ПД	4	4	0,5	3500	1,6	0,92
21	КД ИТ	2	6	0,8	1600	1,8	0,87
22	КД ПД	4	8	1	2200	1,5	0,9
23	КД ИТ	4	12	0,75	3200	1,4	0,92
24	КД ПД	2	4	1,5	4200	1,6	0,87
25	КД ИТ	4	6	0,5	4000	1,8	0,9

#### 4.1.2. Пример выполнения задания

Поставлена задача: произвести расчет цикла комбинированного двигателя с принудительным воспламенением и импульсной турбиной и определить его индикаторные показатели. Исходные данные: топливо: бензин А-95;  $\tau=4$ ;  $i=4$ ;  $V_h=0,4$  л;  $n_{ном} = 3400$  мин<sup>-1</sup>;  $p_{атм} = 101325$  Па,  $t_{атм} = 18$  °С;  $\pi_k=1,4$ ;  $\eta_{к ад} = 0,97$ ;  $\sigma=0,75$ ;  $\alpha=1,1$ ;  $\varepsilon=8$ ;  $\eta=1,36$ ;  $\eta_1=1,22$ ;  $\eta_{Т ад} = 0,8$ .

Определим параметры и состав рабочего тела на входе в двигатель. Рабочим телом является воздух. Согласно [1, с. 586], молярная масса воздуха  $m_B = 28,96$  кг/кмоль. Тогда, с учетом принятого допущения о том, что рабочее тело является идеальным газом, получим газовую постоянную воздуха равной:

Таблица 4.2. Исходные данные для расчета цикла КД

Вар-т	$\sigma$	$\alpha$	$\varepsilon$	$n$	$n_1$	$\eta_{T ад}$	-
1	0,8	1,1	7,5	1,33	1,22	0,85	
2	0,6	1,2	9,5	1,39	1,28	0,87	
3	0	1,15	8	1,35	1,24	0,85	
4	0,5	1,1	9	1,37	1,26	0,87	
5	0,8	1,2	7,5	1,36	1,23	0,85	
6	0,6	1,15	9,5	1,33	1,27	0,87	
7	0	1,1	8	1,39	1,22	0,85	
8	0,5	1,2	9	1,35	1,28	0,87	
9	0,8	1,15	7,5	1,37	1,24	0,85	
10	0,6	1,1	9,5	1,36	1,26	0,87	
11	0	1,2	8	1,33	1,23	0,85	
12	0,5	1,15	9	1,39	1,27	0,87	
13	0,8	1,1	7,5	1,35	1,22	0,85	
14	0,6	1,2	9,5	1,37	1,28	0,87	
15	0	1,15	8	1,36	1,24	0,85	
16	0,5	1,1	9	1,33	1,26	0,87	
17	0,8	1,2	9,5	1,39	1,23	0,85	
18	0,6	1,15	8	1,35	1,27	0,87	
19	0	1,1	9	1,37	1,24	0,85	
20	0,5	1,2	7,5	1,36	1,26	0,87	
21	0,8	1,15	9,5	1,33	1,23	0,85	
22	0,6	1,1	8	1,39	1,27	0,87	
23	0	1,2	9	1,35	1,22	0,85	
24	0,5	1,15	7,5	1,37	1,28	0,87	
25	0,8	1,1	9,5	1,33	1,24	0,85	

$$R_B = \frac{R_\mu}{m_B} = \frac{8314}{28,96} = 287 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Здесь  $R_\mu = 8314$  Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

Так как воздух – смесь в основном двухатомных газов, примем показатель адиабаты воздуха  $K = 1,4$ .

Тогда удельные теплоемкости воздуха при изобарном и изохорном процессах возможно определить по формулам [2, с. 26]:

$$c_{p_B} = \frac{k \cdot R_B}{k - 1} = 1004,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К});$$

$$c_{v_B} = \frac{R_B}{k - 1} = 717,5 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Определим термические и энергетические параметры состояния в характерных точках цикла.

Точка а'.

Данная точка соответствует входу в компрессор. Так как потерями давления в воздухопроводе мы пренебрегаем, то давление и температура в точке а' равны атмосферным давлению и температуре:

$$p_{a'} = p_{\text{атм}} = 101325 \text{ Па};$$

$$T_{a'} = T_{\text{атм}} = 18 \text{ }^\circ\text{C} = 291,15 \text{ К}.$$

Удельный объем рабочего тела в точке а' найдем при помощи уравнения состояния идеального газа:

$$v_{a'} = R_B T_{a'} / p_{a'} = 0,825 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_{a'} = c_{v_B} T_{a'} = 2,09 \cdot 10^5 \text{ Дж}/\text{кг};$$

$$i_{a'} = c_{p_B} T_{a'} = 2,92 \cdot 10^5 \text{ Дж}/\text{кг}.$$

В качестве точки отсчета энтропии возьмем состояние воздуха при  $p_0 = 101325 \text{ Па}$  и  $T_0 = 288,15 \text{ К}$ . Тогда энтропию в точке а' можно будет определить по формуле [2, с. 80]:

$$s_{a'} = c_{p_B} \ln \frac{T_{a'}}{T_0} - R_B \ln \frac{p_{a'}}{p_0} = 9,9 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Точка к.

Данная точка соответствует выходу из компрессора.

Давление в точке к найдем по формуле:

$$p_k = \pi_k p_{a'} = 141855 \text{ Па}.$$

Температуру в точке к определим, преобразовав выражение для определения энтальпии (3.13):

$$T_k = T_a + T_a \left[ \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] / \eta_{\text{кад}} = 321,3 \text{ К}. \quad (3.13)$$

Удельный объем рабочего тела в точке к найдем при помощи уравнения состояния идеального газа:

$$v_k = R_B T_k / p_k = 0,65 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_k = c_{v_B} T_k = 2,31 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг};$$

$$i_k = c_{p_B} T_k = 3,23 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}.$$

Энтропию в точке k определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_k = s_{a'} + c_{p_B} \ln \frac{T_k}{T_{a'}} - R_B \ln \frac{p_k}{p_{a'}} = 12,7 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Точка а.

Данная точка соответствует входу в цилиндр двигателя.

Рабочее тело на входе в цилиндр двигателя представляет собой топливовоздушную смесь.

Объемная доля топлива в топливовоздушной смеси

$$r_T = \frac{1/m_T}{\alpha L_0 + 1/m_T},$$

где  $m_T$  - молярная масса топлива, кг/кмоль;

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

кмоль/кг;

C, H, O - соответственно массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе.

Для бензина  $m_T = 114$  кг/кмоль, C = 0,855, H = 0,145, O = 0 [3]. Тогда

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,512 \text{ кмоль/кг};$$

$$r_T = \frac{1/114}{1,1 \cdot 0,512 + 1/114} = 1,534 \cdot 10^{-2}.$$

Определим термодинамические свойства паров топлива.

Газовая постоянная паров топлива

$$R_T = \frac{R}{m_T} = 72,9 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Топливные пары – смесь многоатомных газов, следовательно, показатель адиабаты паров топлива  $k_T = 1,33$ .

Удельные теплоемкости топливных паров при изобарном и изохорном процессах возможно определить по формулам [2, с. 26]:

$$c_{p_T} = \frac{k_T \cdot R_T}{k_T - 1} = 293,8 \text{ Дж/(кг·K)};$$

$$c_{v_T} = \frac{R_T}{k_T - 1} = 220,9 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

Объемное содержание воздуха в топливовоздушной смеси определим по формуле:

$$r_B = 1 - r_T = 0,98466.$$

Массовые доли воздуха и топлива в топливовоздушной смеси определим по формулам [2, с. 20]:

$$g_T = \frac{m_T r_T}{m_{c.з.}}, \quad g_B = 1 - g_T,$$

где  $m_{c.з.} = m_T r_T + m_B r_B = 30,26$  кг/кмоль - молярная масса топливовоздушной смеси.

$$g_T = \frac{114 \cdot 0,01534}{30,26} = 0,0577;$$

$$g_B = 1 - 0,0579 = 0,9423.$$

Газовая постоянная топливовоздушной смеси определяется по формуле [2, с. 21]:

$$R_{c.з.} = g_T R_T + g_B R_B = 274,6 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

Аналогично определяются и удельные теплоемкости топливовоздушной смеси при изобарном и изохорном процессах:

$$c_{p_{c.з.}} = g_T c_{p_T} + g_B c_{p_B} = 963,4 \text{ Дж/(кг·K)};$$

$$c_{v_{c.з.}} = g_T c_{v_T} + g_B c_{v_B} = 688,7 \text{ Дж/(кг·K)}.$$

Показатель адиабаты топливовоздушной смеси определим по формуле:

$$k_{c.з.} = c_{p_{c.з.}} / c_{v_{c.з.}} = 1,399.$$

Температуру в точке k найдем из выражения для степени охлаждения:

$$\sigma = \frac{T_k - T_a}{T_k - T_{a'}}.$$

Следовательно,

$$T_a = T_k - \sigma(T_k - T_{a'}) = 298,6 \text{ К}.$$



Так как процесс k-a - изобарный, давление в точке a равно давлению в точке k:

$$p_a = p_k = 141855 \text{ Па.}$$

Удельный объем рабочего тела в точке a найдем при помощи уравнения состояния идеального газа:

$$v_a = R_{c.з.} T_a / p_a = 0,578 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_a = c_{v_{c.з.}} T_a = 2,06 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг;}$$

$$i_a = c_{p_{c.з.}} T_a = 2,88 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Энтропию в точке a определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_a = s_k + c_{p_{c.з.}} \ln \frac{T_a}{T_k} - R_{c.з.} \ln \frac{p_a}{p_k} = -57,9 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Точка c.

Данная точка соответствует концу процесса сжатия в цилиндре.

Удельный объем в точке c найдем из определения общей степени сжатия:

$$v_c = v_a' / \varepsilon = 0,103 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Степень сжатия в цилиндре  $\varepsilon_{ц}$  определим по формуле:

$$\varepsilon_{ц} = v_a / v_c = 0,587 / 0,103 = 5,7.$$

Процесс a-c – политропный, показатель политропы  $n = 1,36$ . Из связи термических параметров состояния в политропном процессе найдем давление и температуру в конце процесса сжатия:

$$p_c = p_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^n = 1,481 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$T_c = T_a \left( \frac{v_a}{v_c} \right)^{n-1} = 555,5 \text{ К.}$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_c = c_{v_{c.з.}} T_c = 3,83 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг;}$$

$$i_c = c_{p_{c.з.}} T_c = 5,35 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Энтропию в точке c определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_c = s_a + c_{p_{c.з.}} \ln \frac{T_c}{T_a} - R_{c.з.} \ln \frac{p_c}{p_a} = -103,9 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Точка z.

Данная точка соответствует концу процесса сгорания.

Таблица 4.3. Термодинамические свойства продуктов сгорания

	$m_i,$ кг/кмоль	$k_i$	$R_i,$ Дж/(кг·К)	$C_{p_i},$ Дж/(кг·К)	$C_{v_i},$ Дж/(кг·К)
$N_2$	28	1,4	296,9	742,6	1039,2
$O_2$	32	1,4	259,8	649,5	909,3
$CO_2$	44	1,33	189,0	572,6	761,5
$H_2O$	18	1,33	461,9	1399,7	1861,6

Определим свойства рабочего тела в конце процесса сгорания.

Согласно исходным данным, сгорание является полным и в конце процесса сгорания рабочее тело (продукты сгорания) состоит из азота, кислорода, двуокиси углерода и водяных паров. Объемные доли каждого из компонентов будут составлять [3, с. 30, 33]:

$$r_{O_2} = \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_2}; \quad r_{CO_2} = \frac{C/12}{M_2}; \quad r_{H_2O} = \frac{H/2}{M_2};$$

$$r_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = 1 - r_{O_2} - r_{CO_2} - r_{H_2O},$$

где  $M_2 = C/12 + H/2 + 0,79\alpha L_0 + 0,21(\alpha - 1)L_0$  - общее количество продуктов сгорания, кмоль/кг.

$$M_2 = 0,855/12 + 0,145/2 + 0,79 \cdot 1,1 \cdot 0,512 + 0,21 \cdot (1,1 - 1) \cdot 0,512 = 0,599 \text{ кмоль/кг.}$$

$$r_{O_2} = \frac{0,21 \cdot 0,1 \cdot 0,512}{0,599} = 0,018;$$

$$r_{CO_2} = \frac{0,855/12}{0,599} = 0,119;$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,145/2}{0,599} = 0,121;$$

$$r_{N_2} = 1 - 0,018 - 0,119 - 0,121 = 0,742.$$

Определим термодинамические свойства компонент продуктов сгорания. Методика аналогична приведенной выше методике определения термодинамических свойств паров топлива. Результаты приведены в таблице 4.3.

Найдем массовые доли компонент продуктов сгорания и молярную массу продуктов сгорания  $m_{п.с.}$ :

$$m_{п.с.} = \sum_{i=1}^N m_i r_i = 28,766 \text{ кг/кмоль.}$$

$$g_{O_2} = \frac{m_{O_2} r_{O_2}}{m_{п.с.}} = 0,02;$$

$$g_{CO_2} = \frac{m_{CO_2} r_{CO_2}}{m_{п.с.}} = 0,182;$$

$$g_{H_2O} = \frac{m_{H_2O} r_{H_2O}}{m_{п.с.}} = 0,076;$$

$$g_{N_2} = 1 - \sum_{i=1}^{N-1} g_i = 0,722.$$

Термодинамические свойства продуктов сгорания найдем аналогично термодинамическим свойствам топливовоздушной смеси:

Газовая постоянная определяется по формуле [2, с. 21]:

$$R_{п.с.} = \sum_{i=1}^N g_i R_i = 289,1 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Аналогично определяются и удельные теплоемкости продуктов сгорания смеси при изобарном и изохорном процессах:

$$c_{p_{п.с.}} = \sum_{i=1}^N g_i c_{p_i} = 1048,6 \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$c_{v_{п.с.}} = \sum_{i=1}^N g_i c_{v_i} = 759,7 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Показатель адиабаты определим по формуле:

$$k_{п.с.} = c_{p_{п.с.}} / c_{v_{п.с.}} = 1,38.$$

Определим термические параметры состояния рабочего тела в конце процесса сжатия в цилиндре.

Процесс с-z – изохорный, следовательно

$$V_z = V_c = 0,103 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Подведенная в процессе с-z теплота образовалась при сгорании топлива, то есть удельную теплоту процесса с-z можно определить по формуле:

$$q_{с-z} = H_u g_T,$$

где  $H_u = 46$  МДж/кг - низшая теплота сгорания топлива.

$$q_{c-z} = 46 \cdot 10^6 \cdot 0,0577 = 2,653 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг.}$$

С другой стороны,

$$q_{c-z} = u_z - u_c = c_{v_{п.с.}} T_z - c_{v_{с.з.}} T_c.$$

Следовательно, температуру в конце процесса сгорания возможно определить по формуле:

$$T_z = (c_{v_{с.з.}} T_c + q_{c-z}) / c_{v_{п.с.}} = 3998 \text{ К.}$$

Давление в конце процесса сгорания определим из уравнения состояния идеального газа:

$$p_z = R_{п.с.} T_z / v_z = 11,22 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_z = c_{v_{п.с.}} T_z = 3,036 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг;}$$

$$i_z = c_{p_{п.с.}} T_z = 4,192 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг.}$$

Энтропию в точке z определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_z = s_c + c_{p_{п.с.}} \ln \frac{T_z}{T_c} - R_{п.с.} \ln \frac{p_z}{p_c} = 1380 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Точка b.

Данная точка соответствует концу процесса расширения в цилиндре.

Удельный объем в точке b найдем из определения степени сжатия в цилиндре:

$$v_b = v_z / \varepsilon_{ц} = v_z \cdot v_a / v_c = v_a = 0,578 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Процесс z-b – политропный, показатель политропы  $n_1 = 1,22$ . Из связи термических параметров состояния в политропном процессе найдем давление и температуру в конце процесса сжатия:

$$p_b = p_z \left( \frac{v_z}{v_b} \right)^{n_1} = 1,368 \cdot 10^6 \text{ Па;}$$

$$T_b = T_z \left( \frac{v_z}{v_b} \right)^{n-1} = 2736,8 \text{ К.}$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_b = c_{v_{п.с.}} T_b = 2,08 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг;}$$

$$i_b = c_{p_{п.с.}} T_b = 2,89 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг.}$$

Энтропию в точке c определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_b = s_z + c_{p_{п.с.}} \ln \frac{T_b}{T_z} - R_{п.с.} \ln \frac{p_b}{p_z} = 1591 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Точка g.

Данная точка соответствует выходу из турбины.

Давление в точке g равно давлению окружающей среды:

$$p_g = p_{атм} = 101325 \text{ Па}.$$

Температуру в конце процесса расширения найдем из выражения для определения удельной работы расширения газа в турбине (3.36):

$$T_g = T_f \cdot \left( 1 - \eta_{тад} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{p_g}{p_b} \right)^{\frac{k_{п.с.}-1}{k_{п.с.}}}} \right) \right) = 1615 \text{ К}.$$

Удельный объем рабочего тела в точке g найдем при помощи уравнения состояния идеального газа:

$$v_g = R_{п.с.} T_g / p_g = 4,61 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренняя энергия и энтальпия определяются по формулам:

$$u_g = c_{v_{п.с.}} T_g = 1,23 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг};$$

$$i_g = c_{p_{п.с.}} T_g = 1,69 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}.$$

Энтропию в точке g определим по формуле [2, с. 80]:

$$s_g = s_b + c_{p_{п.с.}} \ln \frac{T_g}{T_b} - R_{п.с.} \ln \frac{p_g}{p_b} = 1790,3 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Определим термическую мощность двигателя  $N_t$  как интеграл от произведения расхода рабочего тела в двигателе и дифференциала деформационной работы:

$$N_t = -\oint G \cdot v \cdot dp.$$

Определим расход воздуха  $G_B$ , свежего заряда  $G_{с.з.}$  и продуктов сгорания  $G_{п.с.}$  в двигателе:

$$G_{п.с.} = G_{с.з.} = \frac{p_a V_a}{R_{с.з.} T_a} \cdot \frac{n_{ном} \cdot i}{\tau/2 \cdot 60}.$$

С учетом того, что  $V_a = \frac{\varepsilon_{ц}}{\varepsilon_{ц} - 1} V_h$ , получим:

$$G_{с.з.} = \frac{\varepsilon_{ц}}{\varepsilon_{ц} - 1} \cdot \frac{p_a V_h}{R_{с.з.} T_a} \cdot \frac{n_{НОМ} \cdot i}{\tau/2 \cdot 60} = 0,0954 \text{ кг/с.}$$

Исходя из того, что массовая доля воздуха в свежем заряде равна  $g_B$ , получим:

$$G_B = g_B G_{с.з.} = 0,0899 \text{ кг/с.}$$

Определим работу всех процессов цикла.

$$L_{a'k} = G_B c_{p_B} (T_{a'} - T_k) = -2734,5 \text{ Вт.}$$

$$L_{ka} = 0.$$

$$L_{ac} = G_{с.з.} \frac{n}{n-1} R_{с.з.} T_a \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) = -26774 \text{ Вт.}$$

$$L_{cz} = -G_{с.з.} v_c (P_z - P_c) = -95724 \text{ Вт.}$$

$$L_{zb} = G_{п.с.} \frac{n_1}{n_1-1} R_{п.с.} T_z \left( 1 - \left( \frac{P_b}{P_z} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \right) = 1,931 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

$$L_{bg} = G_{п.с.} c_{p_{п.с.}} (T_b - T_g) = 1,263 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

$$L_{ga'} = 0.$$

$$N_t = L_{a'k} + L_{ac} + L_{cz} + L_{zb} + L_{bg} = 1,942 \cdot 10^5 \text{ Вт} = 194 \text{ кВт.}$$

Среднее давление термодинамического цикла  $p_t$  определим по формуле

$$p_t = \frac{60 N_t \tau / 2}{i \cdot n \cdot V_h} = 4,28 \text{ МПа.}$$

Термический КПД определим по формуле:

$$\eta_t = \frac{N_t}{Q_{сз}},$$

где  $Q_{сз} = G_{с.з.} (c_{v_{п.с.}} T_z - c_{v_{с.з.}} T_c)$  - подведенная теплота, Вт.

$$Q_{cz} = G_{c.з.} (c_{v_{п.с}} T_z - c_{v_{c.з}} T_c) = 2,532 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

$$\eta_t = \frac{1,942 \cdot 10^5}{2,532 \cdot 10^5} = 0,77.$$

Удельный термический расход топлива определим по формуле:

$$g_t = \frac{G_T \cdot 1000 \cdot 3600}{N_t} = 98,9 \text{ г/(кВт·ч)}.$$

## 4.2. Расчет цикла двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением

### 4.2.1. Постановка задачи

#### Задача:

Рассчитать цикл двигателя с принудительным воспламенением. В процессе расчета определить параметры состояния рабочего тела во всех характерных точках цикла. На основании расчета определить индикаторные и эффективные показатели двигателя, а также диаметр цилиндра и ход поршня двигателя. Построить  $p$ - $V$  диаграмму цикла.

#### Дано:

- тип двигателя: четырехтактный карбюраторный двигатель автомобиля; турбокомпрессор отсутствует;
- топливо: бензин А-95 (молярная масса 115 кг/кмоль, состав:  $C = 0,885$  кг/кг,  $H = 0,145$  кг/кг; низшая теплота сгорания  $H_u = 43961$  кДж/кг);
- эффективная мощность двигателя  $N_e$ ;
- обороты коленвала  $n$ ;
- число цилиндров  $i$ ;
- геометрическое соотношение ход поршня/диаметр поршня  $S/D$ ;
- степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- механический КПД двигателя  $\eta_M$ ;
- давление окружающей среды  $p_0 = 1,01325$  бар;
- температура окружающей среды  $T_0 = 288,15$  К;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;
- давление в начале сжатия  $p_a = \sigma_{вх} p_0$ ;  $\sigma_{вх} \approx 0,9$ .
- давление остаточных газов  $p_r = \sigma_{вых} p_0$ ;  $\sigma_{вых} \approx 1,1$ .
- подогрев свежего заряда от стенок  $\Delta T$ ;

- коэффициент дозарядки  $\zeta_{с.з.} = 1$ ;
- коэффициент  $\zeta = 1$ ;
- температура остаточных газов  $T_r$ ;
- показатель политропы сжатия  $\Pi_1$ ;
- коэффициент использования теплоты при сгорании  $\xi_z$ ;
- показатель политропы расширения  $\Pi_2$ .

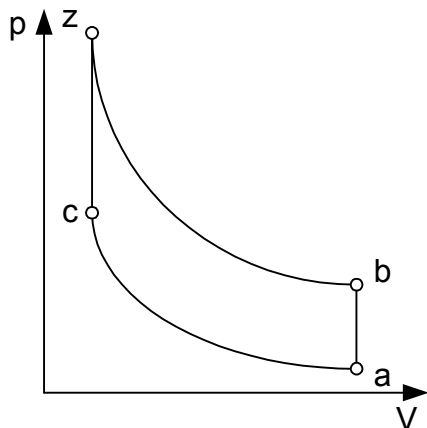


Рис. 4.1. p-V диаграмма цикла

Варианты численных значений исходных данных приведены в таблице 4.4.

Примечание:

При расчете процессы газообмена заменить изохорным процессом отвода теплоты b-a. В расчетную схему цикла включить четыре процесса: политропное сжатие a-c, изохорный процесс подвода теплоты c-z, политропное расширение z-b, изохорный процесс отвода теплоты b-a (см. рис. 4.1). Свежий заряд и продукты сгорания считать идеальным газом. Разрешается из конструктивных соображений изменить число цилиндров.

Таблица 4.4. Исходные данные для расчета цикла двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением

№ п/п	$N_e$	$n$	$i$	$S/D$	$\varepsilon$	$\eta_m$
	кВт	об/мин	-	-	-	-
1	62	5800	4	0.9	8.5	0.75
2	50	3500	4	0.95	9.5	0.85
3	60	4000	5	1.0	9	0.82
4	70	4500	5	0.9	8	0.77
5	80	5000	6	0.95	8.5	0.75
6	90	3500	6	1.0	9.5	0.85
7	50	4000	4	0.9	9	0.82
8	60	4500	4	0.95	8	0.77
9	70	5000	5	1.0	8.5	0.75
10	80	3500	5	0.9	9.5	0.85
11	90	4000	6	0.95	9	0.82
12	50	4500	4	1.0	8	0.77
13	60	5000	4	0.9	8.5	0.75
14	70	4500	5	0.95	9.5	0.85
15	80	5000	6	1.0	9	0.82



№ п/п	$\alpha$	$\Delta T$	$T_r$	$n_1$	$\xi_z$	$n_2$
	-	К	К	-	-	-
1	0.85	10	900	1.36	0.75	1.24
2	0.95	15	950	1.34	0.80	1,22
3	0.9	10	900	1.37	0.85	1,28
4	0.85	15	800	1.33	0.90	1,24
5	0.95	10	850	1.35	0.80	1,26
6	0.9	15	950	1.36	0.85	1,23
7	0.85	10	900	1.34	0.90	1,27
8	0.95	15	800	1.37	0.80	1,22
9	0.9	10	850	1.33	0.85	1,28
10	0.85	15	950	1.35	0.90	1,24
11	0.95	10	900	1.36	0.80	1,26
12	0.9	15	800	1.34	0.85	1,23
13	0.85	10	850	1.37	0.90	1,27
14	0.95	15	950	1.33	0.80	1,22
15	0.9	10	900	1.35	0.85	1,28

#### 4.2.2. Пример выполнения задания

Задание: произвести расчет цикла четырехтактного двигателя с принудительным воспламенением и определить его индикаторные и эффективные показатели, а также диаметр цилиндра и ход поршня двигателя. Исходные данные: топливо: бензин А-95;  $N_e = 75$  кВт,  $n = 3700$  мин<sup>-1</sup>,  $i = 4$ ,  $S/D = 1,0$ ,  $\varepsilon = 9$ ,  $\eta_M = 0,83$ ,  $\alpha = 0,87$ ,  $\Delta T = 10$  К,  $T_r = 900$  К,  $n_1 = 1,35$ ,  $\xi_z = 0,90$ ,  $n_2 = 1,28$ .

В расчетную схему цикла включим 4 процесса: политропный процесс сжатия а-с, изохорный процесс подвода теплоты с-z, политропный процесс расширения z-b и изохорный процесс отвода теплоты b-a. Собственно процессы газообмена не насчитываем, заменяя их изохорой b-a.

Определим параметры и состав рабочего тела в начале сжатия.

Принимаем давление в начале процесса сжатия

$$p_a = \sigma_{вх} p_0 = 9,12 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Давление продуктов сгорания в конце процесса выпуска

$$p_r = \sigma_{вых} p_0 = 1,12 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

В начале процесса сжатия рабочее тело представляет собой смесь  $M_{1ц}$  кмоль/кг свежего заряда и  $M_r$  кмоль/кг продуктов сгорания.

Стехиометрическое количество воздуха в свежем заряде на 1 кг топлива ( $C = 0,855$ ,  $H = 0,145$ ):

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,512 \text{ кмоль/кг.}$$

Количество свежего заряда на 1 кг топлива определим по формуле:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 0,87 \cdot 0,512 + 1/115 = 0,454 \text{ кмоль/кг,}$$

где  $m_T = 115 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса топлива.

Определим массовые доли топлива  $r_T$  и воздуха  $r_B$  в свежем заряде:

$$r_T = 1/(m_T M_1) = 1/(115 \cdot 0,454) = 0,019.$$

$$r_B = 1 - r_T = 1 - 0,019 = 0,981.$$

Молярная масса свежего заряда:

$$m_{c.з.} = r_T m_T + r_B m_B = 0,019 \cdot 115 + 0,981 \cdot 29 = 30,65 \text{ кг/кмоль,}$$

где  $m_B = 29 \text{ кг/кмоль}$  – молярная масса воздуха.

Массовые доли топлива и воздуха в свежем заряде:

$$g_T = m_T r_T / m_{c.з.} = 115 \cdot 0,019 / 30,65 = 0,072.$$

$$g_B = 1 - g_T = 1 - 0,072 = 0,928.$$

Определим теплоемкость свежего заряда.

Газовая постоянная воздуха  $R_B = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$ , показатель адиабаты  $k_B = 1,4$ . Удельная теплоемкость воздуха при изобарном и изохорном процессе определяется по формулам:

$$C_{p_B} = \frac{k_B}{k_B - 1} R_B = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 = 1005 \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$C_{v_B} = \frac{R_B}{k_B - 1} = \frac{287}{1,4 - 1} = 717,5 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Газовая постоянная паров топлива  $R_T = \frac{R_\mu}{m_T} = 72,3 \text{ Дж/(кг·К)}$ ,

показатель адиабаты  $k_T = 1,33$ . Удельная теплоемкость паров топлива при изобарном и изохорном процессе определяется по формулам:

$$C_{p_T} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T = \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 72,3 = 291,4 \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$c_{v_T} = \frac{R_T}{k_T - 1} = \frac{72,3}{1,33 - 1} = 219,1 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Теплоемкость свежего заряда определим следующим образом:

$$c_{p_{c.з.}} = g_B \cdot c_{p_B} + g_T \cdot c_{p_T} = 953,3 \text{ Дж/(кг·К)};$$

$$c_{v_{c.з.}} = g_B \cdot c_{v_B} + g_T \cdot c_{v_T} = 681,7 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Коэффициент наполнения определим по формуле [4, с. 60]:

$$\eta_V = \zeta_{c.з.} \frac{\varepsilon p_a T_0}{(\varepsilon - 1) p_0 (T_0 + \Delta T)} \left( 1 - \frac{\zeta p_r}{\varepsilon p_a} \right) = 0,846.$$

Коэффициент остаточных газов определим по формуле [3, с. 66]:

$$\gamma = \zeta_{оч} \frac{(T_0 + \Delta T) p_r}{\zeta_{c.з.} T_r (\varepsilon p_a - \zeta \zeta_{оч} p_r)} = 0,052,$$

где  $\zeta_{оч}$  - коэффициент очистки, для двигателей без наддува  $\zeta_{оч} = 1$ .

Температуру рабочего тела в начале сжатия определим по формуле [3, с.57]:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma \zeta_{c.з.} \zeta T_r}{1 + \gamma} = 327,9 \text{ К}.$$

Определим параметры рабочего тела в конце процесса сжатия.

Давление газов в конце процесса сжатия:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,912 \cdot 10^4 \cdot 9^{1,28} = 1,771 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Температура в конце процесса сжатия определяется по формуле:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 327,9 \cdot 9^{1,28 - 1} = 707,6 \text{ К}.$$

Выполним расчет процесса сгорания.

Количество продуктов сгорания на 1 кг топлива при неполном сгорании определяется по формуле [3, с.36]:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \alpha L_0 = 0,496 \text{ кмоль/кг}.$$

Определим количество компонентов продуктов сгорания на 1 кг топлива. Примем  $K = M_{H_2} / M_{CO} = 0,475$ . Тогда

$$M_{CO} = 2 \cdot (1 - \alpha) \cdot 0,21 \cdot L_0 / (1 + K) = 0,019;$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} = 0,052;$$

$$M_{H_2} = K \cdot M_{CO} = 0,009;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = 0,063;$$

$$M_{N_2} = M_2 - M_{CO} - M_{CO_2} - M_{H_2} - M_{H_2O} = 0,352.$$

Определим объемные доли компонентов продуктов сгорания:

$$r_{CO} = M_{CO} / M_2 = 0,038;$$

$$r_{CO_2} = M_{CO_2} / M_2 = 0,106;$$

$$r_{H_2} = M_{H_2} / M_2 = 0,018;$$

$$r_{H_2O} = M_{H_2O} / M_2 = 0,128;$$

$$r_{N_2} = 1 - r_{CO} - r_{CO_2} - r_{H_2} - r_{H_2O} = 0,71.$$

Определим термодинамические свойства компонентов продуктов сгорания.

Газовую постоянную компонент будем определять по формуле:

$$R_i = R_{\mu} / m_i,$$

где  $m_i$  - молярная масса компонента.

Удельные теплоемкости компонент будем определять по формулам:

$$c_{p_i} = \frac{k_i}{k_i - 1} R_i; \quad c_{v_i} = \frac{R_i}{k_i - 1},$$

где  $k_i$  - показатель адиабаты компонента.

Массовую долю компонента в смеси определим по формуле:

$$g_i = \frac{m_i r_i}{\sum_{i=1}^n (r_i m_i)}.$$

Результаты расчетов занесем в таблицу 4.5.

Определим термодинамические свойства продуктов сгорания.

Газовую постоянную будем определять как сумму произведений газовых постоянных компонент на их массовые доли в продуктах сгорания:

$$R_{п.с.} = \sum_{i=1}^n R_i g_i = 297,6 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Аналогично определим удельные теплоемкости:

Таблица 4.5. Термодинамические компонент продуктов сгорания

	$m_i,$ кг/кмоль	$k_i$	$g_i$	$R_i,$ Дж/(кг·К)	$c_{v_i},$ Дж/(кг·К)	$c_{p_i},$ Дж/(кг·К)
CO	28	1,4	0,038	296,9	742,6	1039,2
CO <sub>2</sub>	44	1,33	0,166	189,0	572,6	761,5
H <sub>2</sub>	2	1,4	$1,3 \cdot 10^{-3}$	4157	14549,5	10392,5
N <sub>2</sub>	28	1,4	0,712	296,9	742,6	1039,2
H <sub>2</sub> O	18	1,33	0,083	461,9	1399,7	1861,6

$$c_{p_{п.с.}} = \sum_{i=1}^n c_{p_i} g_i = 1079 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

$$c_{v_{п.с.}} = \sum_{i=1}^n c_{v_i} g_i = 780,9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Показатель адиабаты продуктов сгорания

$$k_{п.с.} = c_{p_{п.с.}} / c_{v_{п.с.}} = 1,381.$$

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,496 / 0,454 = 1,091.$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси газов:

$$\mu = (\mu_0 + \gamma) / (1 + \gamma) = (1,091 + 0,052) / (1 + 0,052) = 1,0932.$$

Коэффициент выделения теплоты при сгорании богатой смеси ( $\alpha < 1$ ) определяется по формуле [3, с. 136]:

$$\chi = 1 - 57780(1 - \alpha) / H_u = 1 - 57780(1 - 0,87) / 43961 = 0,829.$$

Температуру газов в конце процесса сгорания найдем исходя из уравнения сгорания для бензиновых двигателей [3, с. 154]:

$$\frac{\xi_z \chi H_u}{M_1(1 + \gamma)} + \frac{u_{c_{с.з.}} + \gamma u_{c_{п.с.}}}{1 + \gamma} = \mu u_{z_{п.с.}},$$

где  $u_{c_{с.з.}}$ ,  $u_{c_{п.с.}}$ ,  $u_{z_{п.с.}}$  - удельная мольная внутренняя энергия свежего заряда и продуктов сгорания в точках с и z.

С учетом того, что  $u_{c_{с.з.}} = m_{с.з.} c_{v_{с.з.}} T_c$ ,  
 $u_{c_{п.с.}} = m_{п.с.} c_{v_{п.с.}} T_c$ ,  $u_{z_{п.с.}} = m_{п.с.} c_{v_{п.с.}} T_z$ , получим:

$$T_z = \frac{1}{\mu m_{\text{п.с.}} c_{v_{\text{п.с.}}}} \cdot \left[ \frac{\xi_z \chi H_u}{M_1 (1 + \gamma)} + \frac{(m_{\text{с.з.}} c_{v_{\text{с.з.}}} T_c + \gamma m_{\text{п.с.}} c_{v_{\text{п.с.}}} T_c)}{1 + \gamma} \right] = 3521 \text{ К.}$$

Определим расчетное давление газов в цилиндре в конце сгорания:

$$p_{z_p} = p_c \frac{T_z}{T_c} = 9,578 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Давление газов в цилиндре в конце сгорания с учетом поправок:

$$p_z = 0,85 p_{z_p} = 8,141 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Степень повышения давления в цилиндре:

$$\lambda = p_z / p_c = 5,41.$$

Определим параметры рабочего тела в конце процесса расширения.

$$p_b = p_{z_p} / \varepsilon^{n_2} = 5,75 \cdot 10^5 \text{ Па;}$$

$$T_b = T_c / \varepsilon^{n_2 - 1} = 1903 \text{ К.}$$

Определим индикаторные показатели двигателя.

Среднее индикаторное давление найдем по формуле [3, с.165]:

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1,625 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,625 \text{ МПа.}$$

С учетом поправки  $p_i = 0,95 p_{ip} = 1,544 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,544 \text{ МПа.}$

Индикаторный КПД цикла двигателя определим по формуле [3, с.168]:

$$\eta_i = (R_{\mu} p_i \alpha L_0 T_0) / (H_u \eta_v p_0) = 0,437.$$

Удельный индикаторный расход топлива [3, с.169]:

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 0,187 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Найдем эффективные показатели двигателя.

Среднее эффективное давление найдем по формуле [3, с.183]:

$$p_e = \eta_M p_i = 1,282 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,282 \text{ МПа.}$$

Эффективный КПД двигателя [3, с.185]:

$$\eta_e = \eta_M \eta_i = 0,363.$$

Удельный эффективный расход топлива [3, с. 186]:

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 0,187 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Определим диаметр цилиндра и ход поршня.

Рабочий объем цилиндра определяем по уравнению [3, с.183]:

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

где  $N_e$  - эффективная мощность двигателя, кВт;

$\tau = 4$  - число тактов цикла. Следовательно,

$$V_h = 30 \tau N_e / (p_e n i) = 0,474 \text{ л}.$$

Диаметр цилиндра определим по формуле [3, с. 368]:

$$D = \sqrt[3]{V_h / (0,785 (S/D))} = 0,846 \text{ дм}.$$

Ход поршня  $S = (S/D) D = 0,846 \text{ дм}$ .

Определим среднюю скорость движения поршня:

$$C_m = S n / 30 = 10,4 \text{ м/с}.$$

Определим объемы цилиндра в верхней и нижней мертвых точках:

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1) = 0,059 \text{ л}; \quad V_a = \varepsilon V_h / (\varepsilon - 1) = 0,534 \text{ л}.$$

### 4.3. Расчет цикла дизеля

#### 4.3.1. Постановка задачи

##### Задача:

Рассчитать четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия. В процессе расчета определить параметры состояния рабочего тела во всех характерных точках цикла. На основании расчета определить индикаторные и эффективные показатели двигателя, а также диаметр цилиндра и ход поршня двигателя. Построить p-V диаграмму цикла.

##### Дано:

- тип двигателя: четырехтактный дизель без наддува;
- топливо: дизельное топливо среднего состава (состав: C=0,87 кг/кг, H=0,126 кг/кг, O=0,004 кг/кг; низшая теплота сгорания  $H_u = 42496$  кДж/кг);
- эффективная мощность двигателя  $N_e$ ;
- обороты коленвала  $n$ ;
- число цилиндров  $i$ ;
- геометрическое соотношение ход поршня/диаметр поршня  $S/D$ ;
- степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- механический КПД двигателя  $\eta_m$ ;
- давление окружающей среды  $p_0 = 1,01325$  бар;
- температура окружающей среды  $T_0 = 288,15$  К;

- коэффициент избытка воздуха  $\alpha =$  ;
- давление в начале сжатия  $p_a = \sigma_{вх} p_0$ ;
- давление остаточных газов  $p_r = \sigma_{вых} p_0$ ;
- подогрев свежего заряда от стенок  $\Delta T$ ;
- коэффициент дозарядки  $\zeta_{с.з.}=1$ ; коэффициент  $\zeta=1$ ;
- температура остаточных газов  $T_r$ ;
- показатель политропы сжатия  $n_1$ ;
- коэффициент использования теплоты при сгорании  $\xi_z$ ;
- коэффициент использования теплоты при сгорании  $\xi_b$ ;
- максимальное давление в цикле  $p_z$ .

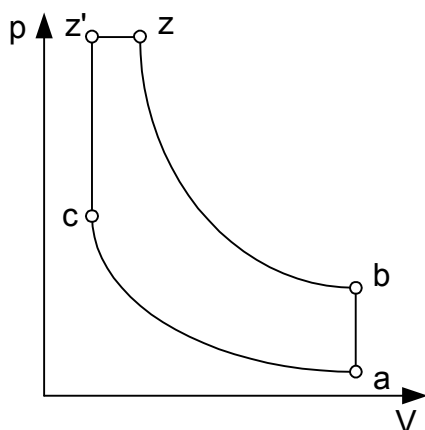


Рис. 4.2 p-V диаграмма цикла

Варианты численных значений исходных данных приведены в таблице 4.6.

Примечание:

При расчете процессы газообмена заменить изохорным процессом отвода теплоты b-a. В расчетную схему цикла включить пять процессов: политропное сжатие a-c, изохорный процесс подвода теплоты c-z', изобарный процесс подвода теплоты z'-z, политропное расширение z-b, и изохорный процесс отвода теплоты b-a (см. рис. 4.2). Свежий заряд и продукты сгорания считать идеальным газом. Разрешается из конструктивных соображений изменить число цилиндров.

Таблица 4.6. Исходные данные для расчета цикла двигателя дизеля

№ п/п	$N_e$	$n$	$i$	$S/D$	$\varepsilon$	$\eta_m$	$\alpha$
	кВт	об/мин	-	-	-	-	-
1	65	4800	4	0.9	16	0.75	1.4
2	50	3500	4	0.95	18	0.80	1.7
3	60	4000	5	1.0	20	0.77	1.5
4	70	4500	5	0.9	22	0.75	1.6
5	80	5000	6	0.95	15	0.80	1.45
6	90	3500	6	1.0	17	0.77	1.4
7	50	4000	4	0.9	19	0.75	1.7
8	60	4500	4	0.95	21	0.80	1.5
9	70	5000	5	1.0	16	0.77	1.6
10	80	3500	5	0.9	18	0.75	1.45
11	90	4000	6	0.95	20	0.80	1.4
12	50	4500	4	1.0	22	0.77	1.7
13	60	5000	4	0.9	15	0.75	1.5
14	70	4500	5	0.95	17	0.80	1.6
15	80	5000	6	1.0	19	0.77	1.45



№ п/п	$\Delta T$	$T_r$	$n_1$	$\xi_z$	$\xi_b$	$p_z$	
	К	К	-	-	-	МПа	
1	10	900	1.36	0.65	0.82	7.5	
2	15	950	1.34	0.80	0.87	8.0	
3	10	900	1.37	0.70	0.83	8.5	
4	15	800	1.33	0.75	0.86	9.0	
5	10	850	1.35	0.73	0.84	7.5	
6	15	950	1.36	0.65	0.82	8.0	
7	10	900	1.34	0.80	0.87	8.5	
8	15	800	1.37	0.70	0.83	9.0	
9	10	850	1.33	0.75	0.86	7.5	
10	15	950	1.35	0.73	0.84	8.0	
11	10	900	1.36	0.65	0.82	8.5	
12	15	800	1.34	0.80	0.87	9.0	
13	10	850	1.37	0.70	0.83	7.5	
14	15	950	1.33	0.75	0.86	8.0	
15	10	900	1.35	0.73	0.84	8.5	

#### 4.3.2. Пример выполнения задания

Задача: рассчитать четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия. В процессе расчета определить параметры состояния рабочего тела во всех характерных точках цикла. На основании расчета определить индикаторные и эффективные показатели двигателя, а также диаметр цилиндра и ход поршня двигателя. Исходные данные:  $N_e = 62$  кВт,  $n = 3000$  об/мин,  $i = 4$ ,  $S/D = 1$ ,  $\varepsilon = 18$ ,  $\eta_M = 0,78$ ,  $\alpha = 2$ ,  $\Delta T = 10$  К,  $T_r = 870$  К,  $n_1 = 1,35$ ,  $\xi_z = 0,72$ ,  $\xi_b = 0,85$ ,  $p_z = 8,0$  МПа.

В расчетную схему цикла включим 5 процессов: политропный процесс сжатия a-c, изохорный процесс подвода теплоты c-z, изобарный процесс подвода теплоты z-z', политропный процесс расширения z-b и изохорный процесс отвода теплоты b-a. Собственно процессы газообмена не насчитываем, заменяя их изохорой b-a.

Определим параметры рабочего тела в начале сжатия.

Принимаем давление в начале процесса сжатия

$$p_a = \sigma_{вх} p_0 = 9,63 \cdot 10^4 \text{ Па},$$

где  $\sigma_{вх} = 0,95$  – коэффициент, определяющий гидравлические потери во входном трубопроводе двигателя.

Давление продуктов сгорания в конце процесса выпуска

$$p_r = p_0 / \sigma_{вых} = 1,19 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

где  $\sigma_{\text{вых}} = 0,85$  – коэффициент, определяющий гидравлические потери в выпускном трубопроводе двигателя.

В данном двигателе наддув отсутствует, следовательно, коэффициент дозарядки:  $\xi_{\text{с.з.}} = 1$ ,  $\xi = 1$ , коэффициент очистки  $\xi_{\text{оч}} = 1$ .

Определим коэффициент наполнения по формуле [4, с. 60]:

$$\eta_V = \xi_{\text{с.з.}} \frac{\varepsilon p_a T_0}{(\varepsilon - 1) p_0 (T_0 + \Delta T)} \left( 1 - \frac{\zeta p_r}{\varepsilon p_a} \right) = 0,905.$$

Коэффициент остаточных газов определим по формуле [3, с. 66]:

$$\gamma = \xi_{\text{оч}} \frac{(T_0 + \Delta T) p_r}{\xi_{\text{с.з.}} T_r (\varepsilon p_a - \zeta \xi_{\text{оч}} p_r)} = 0,025.$$

Температуру рабочего тела в начале сжатия определим по формуле [3, с.57]:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \xi_{\text{с.з.}} \zeta T_r \gamma}{1 + \gamma} = 312,3 \text{ К.}$$

Определим параметры рабочего тела в конце процесса сжатия.

Давление газов в конце процесса сжатия:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 4,765 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Температура в конце процесса сжатия определяется по формуле:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 858,8 \text{ К.}$$

Определим свойства рабочего тела в конце процесса сгорания.

Согласно исходным данным, сгорание является полным и в конце процесса сгорания рабочее тело (продукты сгорания) состоит из азота, кислорода, двуокиси углерода и водяных паров. Объемные доли каждого из компонентов будут составлять [3, с. 30, 33]:

$$r_{\text{O}_2} = \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_2} = 0,102; \quad r_{\text{CO}_2} = \frac{\text{C}/12}{M_2} = 0,071;$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}/2}{M_2} = 0,062; \quad r_{\text{N}_2} = 1 - r_{\text{O}_2} - r_{\text{CO}_2} - r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,766,$$

где  $M_2 = \text{C}/12 + \text{H}/2 + 0,79\alpha L_0 + 0,21(\alpha - 1)L_0 = 1,023$  кмоль/кг - общее количество продуктов сгорания.

Определим термодинамические свойства компонентов продуктов сгорания.

Газовую постоянную компонент будем определять по формуле:

$$R_i = R_{\mu} / m_i,$$

где  $m_i$  - молярная масса компонента.

Удельные теплоемкости компонент будем определять по формулам:

$$c_{p_i} = \frac{k_i}{k_i - 1} R_i; \quad c_{v_i} = \frac{R_i}{k_i - 1},$$

где  $k_i$  - показатель адиабаты компонента.

Массовую долю компонента в смеси определим по формуле:

$$g_i = \frac{m_i r_i}{\sum_{i=1}^n (r_i m_i)}.$$

Результаты приведены в таблице 4.7.

Найдем массовые доли компонент продуктов сгорания и молярную массу продуктов сгорания  $m_{п.с.}$ :

$$m_{п.с.} = \sum_{i=1}^N m_i r_i = 28,925 \text{ кг/кмоль.}$$

Газовая постоянная определяется по формуле [2, с. 21]:

$$R_{п.с.} = \sum_{i=1}^N g_i R_i = 287,4 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Аналогично определяются и удельные теплоемкости продуктов сгорания смеси при изобарном и изохорном процессах:

$$c_{p_{п.с.}} = \sum_{i=1}^N g_i c_{p_i} = 1026 \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$c_{v_{п.с.}} = \sum_{i=1}^N g_i c_{v_i} = 738,8 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Показатель адиабаты определим по формуле:

$$k_{п.с.} = c_{p_{п.с.}} / c_{v_{п.с.}} = 1,389.$$

Определим степень повышения давления при сгорании:

$$\lambda = p_z / p_c = 1,679.$$

Температуру в конце процесса сгорания определим по формуле:

$$T_z = \frac{A}{\mu (c_{v_{п.с.}} m_{п.с.} + R_\mu)},$$

$$\text{где } A = \xi_z \frac{H_u \cdot 10^3}{M_1(1+\gamma)} + \frac{c_{v_B} m_B T_c + \gamma c_{v_{п.с}} m_{п.с} T_c}{1+\gamma} + R_\mu \lambda T_c$$

Получим  $T_z = 2530$  К.

Определим степень предварительного расширения:

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) = 1,809,$$

и степень последующего расширения в цилиндре:

$$\delta = \varepsilon / \rho = 9,952.$$

Состояние рабочего тела в конце процесса расширения определим по методике Гриневецкого-Мазинга [3, с. 155-156]. Записав уравнение политропы и выражение I закона термодинамики для процесса расширения z-b, получим систему уравнений:

Таблица 4.7. Термодинамические свойства продуктов сгорания

	$m_i$ , кг/кмоль	$k_i$	$R_i$ , Дж/(кг·К)	$c_{v_i}$ , Дж/(кг·К)	$c_{p_i}$ , Дж/(кг·К)
$N_2$	28	1,4	296,9	742,6	1039,2
$O_2$	32	1,4	259,8	649,5	909,3
$CO_2$	44	1,33	189,0	572,6	761,5
$H_2O$	18	1,33	461,9	1399,7	1861,6

$$\begin{cases} n_2 - 1 = \frac{R_\mu (T_z - T_b)}{c_{v_{п.с.}} m_{п.с.} (T_z - T_b) + (\xi_b - \xi_z) H_u / [M_1(\mu_0 + \gamma)]} \\ T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} \end{cases}$$

Решив систему уравнений относительно показателя политропы процесса расширения  $n_2$  и температуры в конце процесса расширения в цилиндре  $T_b$ , получим:

$$n_2 = 1,22, T_b = 1189 \text{ К.}$$

Давление в конце процесса расширения в цилиндре  $p_b$  найдем по уравнению политропы:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 3,778 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Определим индикаторные показатели двигателя.

Расчетное среднее индикаторное давление [3, с.165]:

$$p_{ip} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{T_b}{T_z} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{T_a}{T_c} \right) \right\} =$$

$$= 1,224 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,224 \text{ МПа}.$$

С учетом поправки среднее индикаторное давление

$$p_i = \varphi_{\text{п}} p_{ip} = 0,95 p_{ip} = 1,182 \text{ МПа}.$$

Индикаторный КПД двигателя определим по формуле [3, с.168]:

$$\eta_i = \frac{R_{\mu} M_1 p_i T_0}{H_u \eta_v p_0} = 0,72.$$

Удельный индикаторный расход топлива определим по формуле [3, с.169]:

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 0,118 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Определим эффективные показатели двигателя.

$$\text{Эффективный КПД двигателя } \eta_e = \eta_i \eta_M = 0,562.$$

Удельный эффективный расход топлива [3, с.186]:

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 0,151 \text{ кг/(кВт·ч)}.$$

Определим размеры цилиндра двигателя. Рабочий объем поршня определим по уравнению [3, с. 183]:

$$V_h = 120 N_e / (p_e n_i) = 0,673 \text{ л}.$$

Диаметр поршня определим по формуле:

$$D = \sqrt[3]{V_h / (0,785(S/D))} = 0,9499 \text{ дм}.$$

Округлив результат до значений, соответствующих нормальному ряду, получим:  $D = 0,95 \text{ дм}$ .

$$\text{Ход поршня } S = (S/D)D = 0,95 \text{ дм}.$$

Определим среднюю скорость движения поршня:

$$C_m = S n / 30 = 9,5 \text{ м/с}.$$

Определим объемы цилиндра в верхней и нижней мертвых точках:

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1) = 0,04 \text{ л};$$

$$V_a = \varepsilon V_h / (\varepsilon - 1) = 0,712 \text{ л}.$$

## Библиографический список

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
2. Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача - М.: «Высш. школа», 1991. – 480 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
4. Теория рабочих процессов тепловых машин / Амбражевич М.В., Епифанов К.С. – Конспект лекций. Часть 1. – Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2008. – 113 с.
5. Первичный термодинамический анализ рабочих процессов в энергетических установках и системах летательных аппаратов / Горбенко Г.А., Костиков О.Н., Селиванов В.Г. – Харьков: ХАИ, 1995. – 66 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Перечень условных обозначений, символов, единиц и сокращений ....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. Показатели эффективности циклов двигателей внутреннего сгорания.....	6
1.1. Общие сведения о термических параметрах цикла.....	6
1.2. Общие сведения о индикаторных показателях двигателя.....	6
1.3. Общие сведения о эффективных параметрах двигателя.....	8
2. Термодинамические циклы поршневых и комбинированных двигателей.....	10
2.1. Допущения при исследовании обратимых термодинамических циклов .....	10
2.2. Циклы поршневых двигателей.....	10
2.3. Циклы комбинированных двигателей.....	12
3. Методика расчета циклов ДВС .....	14
3.1. Порядок расчетов .....	14
3.2. Свойства рабочих тел.....	14
3.3. Сжатие в компрессоре.....	18
3.4. Промежуточное охлаждение.....	19
3.5. Сжатие в цилиндре двигателя.....	19
3.6. Процесс сгорания.....	22
3.7. Процесс расширения в цилиндре.....	23
3.7. Процесс расширения в турбине.....	24
4. Задания по расчету циклов ДВС.....	26
4.1. Расчет рабочих процессов цикла комбинированного двигателя.....	26
4.2. Расчет цикла двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением.....	38
4.3. Расчет цикла дизеля.....	46
Библиографический список.....	53

Епифанов Константин Сергеевич

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ ДОМАШНЕГО ЗАДАНИЯ  
ПО КУРСУ «ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫХ  
МАШИН»**

Редактор

Св. план, 2014

Подписано в печать

Формат 60x84 1/16. Бум. офс. №2. Офс. печ.

Усл. печ. л. 3,1. Уч.-изд. л. 7,06. Т. 100 экз. Заказ    Цена свободная

---

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского

«Харьковский авиационный институт»

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Издательский центр "ХАИ"

61070, Харьков-70, ул. Чкалова, 17

[izdat@khai.edu](mailto:izdat@khai.edu)