

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ



## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Методические указания для выполнения контрольной работы



Новосибирск 2016

УДК  
ББК

Составители: *М.Л. Вертей, Е.А. Булаев, П.И. Федюнин,*

Рецензент к.т.н., доц. *А.А. Малышко*

**Тепловой расчет бензинового двигателя:** метод.указ. для выполнения контр.работ / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: М.Л. Вертей, П.И. Федюнин, Е.А. Булаев. – Новосибирск, 2016. – 24с.

В методическом пособии представлен пример теплового расчета бензинового двигателя позволяющий аналитически с достаточной степенью точности определить основные параметры двигателя. Выполнен пример аналитического метода построения индикаторной диаграммы.

Предназначены для бакалавров Инженерного института всех форм обучения по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. Профиль: Автомобили и автомобильное хозяйство.

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол №\_\_ от \_\_ \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.).

## Введение

В соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего образования Российской Федерации дисциплина «Силовые агрегаты» является важной составной частью учебного плана обучения студентов по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов. Профиль: Автомобили и автомобильное хозяйство..

Рабочий цикл рассчитывают для определения индикаторных, эффективных показателей работы двигателя и температурных условий работы деталей, основных размеров, а также выявления усилий, действующих на его детали, построения характеристик и решения ряда вопросов динамики двигателя.

Результаты теплового расчета зависят от совершенства оценки ряда коэффициентов, используемых в расчете и учитывающих особенности проектируемого двигателя.

В методической разработке рассмотрен пример расчета дизельного двигателя, пример построения индикаторной диаграммы и пример кинематического и динамического расчетов аналитическим методом. В примерах расчетов не учитывается до зарядка и продувка цилиндров.

# ПРИМЕР ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

## 1.1. Исходные данные для теплового расчета

Основные исходные конструктивные и регулировочные параметры проектируемого двигателя, необходимые для проведения теплового расчета, а так же его показатели, которые должны быть реализованы, приведены в табл. П19.1.

Таблица П19.1

Тип двигателя	Двигатель с искровым зажиганием
Тип топливной системы	Распределенное впрыскивание во впускной трубопровод
Тип системы охлаждения	Жидкостная
Номинальная мощность $N_{e\text{ ном}}$ , кВт	90
Номинальная частота вращения $n_{\text{ ном}}$ , мин <sup>-1</sup>	6 000
Степень сжатия $\varepsilon$	9,0
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$	0,90
Число цилиндров	4
Число клапанов на цилиндр	4
Тип камеры сгорания	Шаровая

## 1.2. Расчет характеристик рабочего тела

- Исходные данные для расчета характеристик рабочего тела приведены в табл. П19.2.

Таблица П19.2.

Вид топлива	Элементный состав		Молярная масса $\mu$ , кг/моль	Для $\alpha < 1$ $K = M_{H_2} / M_{CO}$	Теплота сгорания $H_w$ , МДж/кг
	$g_C$	$g_H$			
Бензин	0,855	0,145	110	0,50	44,0

- Определение количества свежей смеси.

Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания топлива, рассчитывается на основании сведений о массовом составе топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} g_c + 8g_H - g_{O_T} \right) = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,956;$$

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

Количество свежей смеси

$$M_I = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} = 0,90 \cdot 0,512 + \frac{1}{110} = 0,4699 \text{ кмоль/кг}$$

3. Определение состава и количества продуктов сгорания.

Расчет проводится в киломолях на 1 кг топлива:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 = 0,42 \frac{1-0,90}{1+0,50} 0,512 = 0,0143 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{CO_2} = \frac{g_c}{12} - M_{CO} = \frac{0,855}{12} - 0,01434 = 0,05691 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{n_2} = KM_{CO} = 0,50 \cdot 0,01434 = 0,00717 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{CO_2} = \frac{g_c}{12} - M_{CO} = \frac{0,855}{12} - 0,01434 = 0,05691 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{H_2O} = \frac{g_H}{2} - M_{H_2} = \frac{0,145}{2} - 0,00717 = 0,0653 \text{ кмоль/кг;}$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 = 0,79 \cdot 0,90 \cdot 0,512 = 0,364 \text{ кмоль/кг.}$$

Суммарное количество продуктов сгорания в киломолях на 1 кг топлива

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,05691 + \\ + 0,01434 + 0,0653 + 0,00717 + 0,364 = 0,5077 \text{ кмоль/кг.}$$

4. Определение молярных ( или объемных) долей компонентов продуктов сгорания:

$$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_2} = \frac{0,01434}{0,5077} = 0,02825;$$

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{0,05691}{0,5077} = 0,1121;$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{0,0653}{0,5077} = 0,1286;$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{0,364}{0,5077} = 0,717;$$

$$r_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_2} = \frac{0,00717}{0,5077} = 0,01412.$$

Проверка:  $\sum r_i = 1$

5. Определение теоретического коэффициента молярного изменения:

$$\mu_0 \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5077}{0,4699} = 1,08$$

### 1.3 Расчет процессов газообмена

1. Исходные данные для расчета процессов газообмена приведены в табл.П19.3

Таблица П19.3

Параметры	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение
Условия на впуске:			
давление $p_0$	МПа	-	0,10
температура $T_0$	К	-	298
газовая постоянная $R$	Дж/(кг*К)	-	287
Параметры остаточных газов:			
давление $p_r$	МПа	(1,05...1,25) $p_0$	0,12
температура $T_r$	К	900...1 100	1 000
Температура подогрева	К	0...20	5

заряда на впуске $\Delta T$			
Суммарный фактор сопротивления впускного тракта $\beta^2 + \xi$	-	2,5...4,0	3,0
Средняя за процесс впуска скорость смеси в наименьшем сечении впускного тракта (как правило, в клапане), $v$	м/с	600...100	80
Отношение теплоемкости остаточных газов к теплоемкости свежего заряда, $\varphi = c_p' / c_p$	-	1,00...1,03	1,01
Коэффициент дозарядки $\varphi_1$	-	1,00...1,06	1,03

2. Определение параметров на впуске.

Плотность заряда на впуске

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 298} = 1,169 \text{ кг/м}^3.$$

3. Определение давления рабочего тела в конце такта впуска.

Гидравлические потери во впускном трубопроводе

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi) \frac{v^2}{2} \rho_0 10^{-6} = 3 \cdot \frac{80^2}{2} \cdot 1,169 \cdot 10^{-6} = 0,0112 \text{ МПа}.$$

Давление рабочего тела в конце такта впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a = 0,10 - 0,0112 = 0,0888 \approx 0,089 \text{ МПа}.$$

Характерные значения  $p_a$  находится в пределах 0,080...0,095.

4. Определение коэффициента остаточных газов:

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{p_a - p_r} = \frac{298 + 5}{1000} \cdot \frac{0,12}{9 \cdot 0,089 - 0,12} = 0,0534.$$

Характерные значения  $\gamma$  находятся в пределах 0,04...0,06.

5. Определение температуры заряда в конце такта впуска:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \varphi \varphi_1 \gamma T_r}{1 + \gamma \varphi_1} = \frac{298 + 5 + 1,01 \cdot 1,03 \cdot 0,0534 \cdot 1000}{1 + 0,0534 \cdot 1,03} = 339,8 \approx 349K$$

Характерные значения  $T_a$  находится в пределах 310...340 К.

6. определение коэффициента наполнения.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  рассчитывается по заданным значениям

$p_0, T_0, \varepsilon, \Delta T, \varphi_1$  и по ранее рассчитанным значениям  $p_a, T_a, \gamma$ :

$$\eta_v = \varphi_1 \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \varphi_1 \gamma)} = 1,03 \cdot \frac{0,089}{0,1} \cdot \frac{9}{9 - 1} \cdot \frac{298}{340 \cdot (1 + 1,03 \cdot 0,0534)} = 0,857$$

Характерные значения  $\eta_v$  находятся в пределах 0,80...0,90.

#### 1.4. Расчет процесса сжатия

1. Выбор показателя политропы сжатия  $n_1$  (табл. П19.4).

Таблица П19.4

Параметры	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное число значение
Показатель политропы сжатия $n_1$	-	1,34...1,38	1,36*

\* Выбор числового значения  $n_1$  в данном случае обусловлен противоположным влиянием двух основных факторов: высокой частоты вращения двигателя и относительно высокой степенью его сжатия.

2. Определение параметров рабочего тела в конце процесса сжатия:

$$p_c = \varphi_1 p_a \varepsilon^{n_1} = 1,03 \cdot 0,089 \cdot 9^{1,36} = 1,82 \text{ МПа};$$



Характерные для ДиСЗ значение  $p_c$  находятся в пределах 1,40...2,60 МПа, а  $T_c$  – в пределах 650...850 К.

### 1.5. Расчет процесса сгорания

- Исходные данные для расчета процесса сгорания приведены в табл. П19.5.

Таблица П19.5

Параметры	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение
Низшая теплота сгорания топлива $H_u$	МДж/кг	-	44
Коэффициент выделения теплоты на участке видимого сгорания $\varepsilon_z$	-	0,85...0,92	0,85*

\* Выбор числового значения  $\varepsilon_z$  в данном случае обусловлен противоположным влиянием с одной стороны частоты вращения  $n$  и степень сжатия  $\varepsilon$ , а с другой стороны – влиянием состава смеси  $\alpha$ .

- Определение потерь теплоты от неполноты сгорания (в расчете на 1 кг топлива):

$$\Delta H_u = 114(1 - \alpha)L_0 = 114 \cdot (1 - 0,9) \cdot 0,512 = 5,837 \approx 5,84 \text{ МДж/кг}$$

- Определение теплоты сгорания рабочей смеси:

$$H_{см} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma)} = \frac{44 - 5,84}{0,4699 \cdot (1 + 0,0534)} = 77,09 \text{ МДж/кмоль.}$$

- Определение действительного значения коэффициента молярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,08 + 0,0534}{1 + 0,0534} = 1,076.$$

5. Определение максимальной температуры процесса сгорания.

Запишем уравнение первого закона термодинамики для процесса сгорания в ДсИЗ, приведенное к рабочему виду:

$$\xi H_{cm} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = \mu U_z'', \quad (1)$$

где  $U_c$  – внутренняя энергия одного киломоля воздуха при температуре  $T_c$ ;  $U_z''$  – внутренняя энергия одного киломоля продуктов сгорания при температуре  $T_c$ ;  $U_z''$  – внутренняя энергия одного киломоля продуктов сгорания при температуре  $T_z$ .

Размерность величин  $U_c$ ,  $U_c''$ ,  $U_z''$ ,  $H_{cm}$  – МДж/кмоль.

Определение максимальной температуры цикла  $T_z$  сводится к решению уравнения (1). Для применения аналитического метода решения необходимо найти числовые значения  $U_c$ ,  $U_c''$ ,  $U_z''$ .

Используем линейные аналитические зависимости средних молярных теплоемкостей при постоянном объеме компонентов продуктов сгорания от температуры  $t$ , которые имеют следующий вид, кДж/(кмоль\*К):

$$\mu c_{vi} = a_i + b_i t.$$

Значения коэффициентов  $a_i$  и  $b_i$  для различных газов приведены прил.2 для двух различных интервалов температуры. Интервал температуры от 0 до 1500 °С используется для выдачи  $U_c$ ,  $U_c''$ , а интервал от 1500 до 2800 °С – для выдачи  $U_z''$ .

В аналогичном виде представим среднюю молярную теплоемкость смеси продуктов сгорания с учетом объемных долей компонентов, кДж/(кмоль\*К).

$$\mu c_v = A + Bt. \quad (2)$$

Здесь

$$t = t_c \text{ или } t = t_z.$$

$$A = \sum (a_i r_i) = a_{CO_2} r_{CO_2} + a_{H_2O} r_{H_2O} + a_{N_2} r_{N_2} + a_{CO} r_{CO} + a_{H_2} r_{H_2}; \quad (3)$$

$$B = \sum (b_i r_i) = b_{CO_2} r_{CO_2} + b_{H_2O} r_{H_2O} + b_{N_2} r_{N_2} + b_{CO} r_{CO} + b_{H_2} r_{H_2}. \quad (4)$$

Сначала вычислим левую часть уравнения (1), обозначив её за  $F_1$ , *МДж/кмоль*:

$$\xi_z H_{cm} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = F_1,$$

для чего предварительно определим значение внутренней энергии воздуха при температуре  $t_c$ , используя значение коэффициентов  $a$  и  $b$  из прил. 2 для диапазона температур 0...1500 °С:

$$U_c = (a + bt_c)t_c = (20,53 + 2,705 \cdot 10^{-3} \cdot 477) \cdot 477 \cdot 10^{-3} = 10,4 \text{ МДж/кмоль}.$$

Для определение внутренней энергии продуктов сгорания при температуре  $t_c$  найти коэффициент  $A$  и  $B$  из уравнения (2) по выражениям (3) и (4) с использованием значений коэффициентов  $a$  и  $b$  из прил.2 также в диапазоне температур 0..1500 °С:

$$A = 30,08 \cdot 0,1121 + 24,83 \cdot 0,1286 + 20,42 \cdot 0,717 + 20,54 \cdot 0,02825 + 20,41 \cdot 0,01412 = 22,074 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}$$

$$B = (10,58 \cdot 0,1121 + 5,275 \cdot 0,1286 + 2,348 \cdot 0,717 + 2,681 \cdot 0,02825 + 1,21 \cdot 0,01412) \cdot 10^{-3} = 3,641 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K}^2)$$

Теперь найдем значение внутренней энергии продуктов сгорания при температуре  $t_c$ :

$$U'' = (A + Bt_c)t_c = (22,074 + 3,641 \cdot 10^{-3}) \cdot 477 = 11,358 \text{ МДж/кмоль},$$

после чего вычислим значением  $F_1$  по формуле

$$F_1 = \xi_z H_{cm} + \frac{U_c + \gamma U_c''}{1 + \gamma} = 0,85 \cdot 77,09 + \frac{10,4 + 0,0534 \cdot 11,358}{1 + 0,0534} = 75,975 \text{ МДж/кмоль}.$$

Обозначим

$$F_1 / \mu = U_z'' = D = 75,975 / 1,076 = 70,608 \text{ МДж / кмоль.}$$

Выражение для определения внутренней энергии продуктов сгорания при температуре  $t_z$  имеет вид

$$U_z'' = (A + Bt_z)t_z \quad (5)$$

С учетом введенного обозначения  $U_z''$  уравнение (5) будет иметь вид

$$Bt_z + At - D = 0,$$

Откуда значение температуры

$$t_z = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4BD}}{2B}. \quad (6)$$

Значение коэффициентов А и В из уравнения (6) находим по выражениям (3) и (4) с использованием значений коэффициентов  $a$  и  $b$  из прил.2, но уже в диапазоне температур 1500...2800 °С:

$$\lambda A = 39,123 \cdot 0,1121 + 26,670 \cdot 0,1286 + 21,951 \cdot 0,717 + 22,49 \cdot 0,02829 + 19,678 \cdot 0,01412 = 24,468 \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$B = (3,349 \cdot 0,1121 + 4,438 \cdot 0,1286 + 1,457 \cdot 0,717 + 1,43 \cdot 0,02825 + 1,758 \cdot 0,01412) \cdot 10^{-3} = 2,056 \cdot 10^{-3} \text{ кДж / (кмоль} \cdot \text{К}^2);$$

$$t_z = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4BD}}{2B} = \frac{-24,468 + \sqrt{24,468^2 + 4 \cdot 2,056 \cdot 10^{-3} \cdot 70,608 \cdot 10^3}}{2 \cdot 2,056 \cdot 10^{-3}}$$

Таким образом,  $T_z = 2674$  К.

Характерные значения  $T_z$  находятся в пределах 2600...2900 К.

6. Определение максимального давления рабочего цикла.

Степень повышения давления в цикле определяется по формуле

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \mu \frac{T_z}{T_c} = 1,076 \cdot \frac{2674}{750} = 3,836.$$

Характерные значения  $\lambda$  находятся в пределах 3,20...4,20.  
Тогда максимальное давление

$$p_z = \lambda p_c = 3,836 \cdot 1,82 = 6,98 \text{ МПа}.$$

Характерные значения  $p_z$  находятся в пределах 5...8 МПа.

Действительное значение максимального давления  $p_{z0}$ , необходимое для выполнения динамических и прочных расчетов, определяем с учетом увеличения объема над поршнем к моменту достижения максимума давления:

$$p_{z0} = 0,85 \cdot 6,98 = 5,933 \text{ МПа}.$$

### 1.6. Расчет процесса расширения

При расчете процесса расширения для ДсИЗ считают, считают, что этот процесс протекает в течение всего хода поршня от ВМТ к НМТ. Сам процесс расширения условно считается политропным с постоянным показателем политропы  $n_2$ .

1. Выбор показателя политропы расширения  $n_2$  (табл.П19.6).

Таблица П19.6

Параметр	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение
показатели политропы расширения $n_2$	-	1,22...1,30	1,24*

\* Выбор числового значения  $n_2$ , в данном случае обусловлен однонаправленным влиянием двух основных факторов: высокой частоты вращения двигателя и относительно высокой степенью сжатия. Эти факторы способствуют затягиванию процесса сгорания и, следовательно, определяют меньшие значения  $n_2$ .

2. определение параметров рабочего тела в конце такта расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{6,98}{9^{1,24}} = 0,4577 \approx 0,458 \text{ МПа};$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2674}{9^{1,24-1}} = 1578 \text{ К}.$$

Характерные значения  $p_b$  находятся в пределах 0,35...0,50 МПа, а характерные значения  $T_b$  – в пределах 1200...1600 К.

3. Проверка правильности выбора параметров остаточных газов. Проверку правильности выбора значений давления  $p_r$  и температуры  $T_r$  остаточных газов по формуле

$$T_r^* = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1578}{\sqrt[3]{\frac{0,448}{0,12}}} = 1017 \text{ К}.$$

Отклонение расчетного значения температуры остаточных газов  $T_r^*$  от ее заданного значения  $T_r = 1000$  К составляет 1,7%, т.е. находится в допустимых пределах (3...4%).

### 1.7. Определение индикаторных показателей двигателя

1. Выбор исходных параметров (табл.П19.7)

Таблица П19.7

Параметр	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение
Коэффициент полноты индикаторной диаграммы $\varphi_{н.д.}$	-	0,94...0,97	0,95*

\* Выбор данного числового значения обусловлен высоким скоростным режимом двигателя.

2. Определение расчетного и действительного средних индикаторных давлений.

Определение расчетом давлений в характерных точках рабочего цикла позволяет построить расчетную индикаторную диаграмму за два

хода поршня(сжатие и расширения). Такая диаграмма включает в себя условные политропные процессы сжатия и расширения, изохорный процесс подвода теплоты, а также изохорный процесс отвода теплоты.

Определяем расчетное среднее индикаторное давление:

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

$$= \frac{1,82}{9 - 1} \left[ \frac{3,836}{1,24 - 1} \left( 1 - \frac{1}{9^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \left( 1 - \frac{1}{9^{1,36-1}} \right) \right] = 1,145 \text{ МПа}$$

Соответствующее уменьшение действительного среднего индикаторного давления  $p_i$  по сравнению с расчетным значением  $p_{\text{ис}}$  учитывается с помощью коэффициента полноты индикаторной диаграммы  $\varphi_{n.d.}$ . В соответствии с выбранным значением  $\varphi_{n.d.} = 0,95$  получим:

$$p_i = p_i \varphi_{n.d.} = 1,145 \cdot 0,95 = 1,087 \text{ МПа}$$

Характерные для ДсИЗ без наддува значение  $p_i = 0,9 \dots 1,2 \text{ МПа}$ .

3. Определение индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива.

Для определения индикаторного КПД используется уравнение связи между средним индикаторным давлением  $p_i$  и основными параметрами рабочего процесса (уравнение Б.С.Стечкина):

$$p_i = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v p_0.$$

Здесь  $H_u$  – МДж/кг;  $l_0$  – кг/кг;  $p_i$  – Мпа;  $p_0$  – кг/м<sup>3</sup>.

Тогда индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \alpha l_0}{H_u p_0 \eta_0} = \frac{1,087 \cdot 0,9 \cdot 14,956}{44 \cdot 1,169 \cdot 0,857} = 0,332.$$

Удельный индикаторный расход топлива

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{44 \cdot 0,332} = 2462 / (\kappa Bm \cdot \mu).$$

Характерные для ДсИЗ значения  
 $\eta_i = 0,28 \dots 0,38; g_i = 215 \dots 2902 / (\kappa Bm \cdot \mu).$

### 1.8. Определение механических (внутренних) потерь и эффективных показателей двигателя

#### 1. Выбор исходных параметров.

Предварительному выбору подлежат значения коэффициентов  $a$  и  $b$  эмпирической формулы для определения среднего давления механических потерь  $p_{м.п.}$  и значение средней скорости поршня  $c_n$  (табл. П19.8).

Таблица П19.8

Параметры	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение
Средняя скорость поршня $c_n$	м/с	10...15	15*
$a$	МПа	-0,070	-
$b$	МПа·с/м	0,025	-

\* Выбор данного значения обусловлен высоким скоростным режимом двигателя.

#### 2. Определение среднего давления механических потерь.

Среднее давление механических потерь  $p_{м.п.}$  условно считается линейной функцией средней скорости поршня  $c_n$  в диапазоне частоты вращения, близкому к номинальному. Тогда, приняв  $c_n = 15$ , получим

$$p_{м.п.} = a + bc_n = -0,070 + 0,025 \cdot 15 = 0,305 \text{ МПа.}$$

#### 3. Определение среднего эффективного давления и механического КПД.

Среднее эффективное давление  $p_e$  определяется по среднему индикаторному давлению  $p_i$  и среднему давлению потерь  $p_{м.п.}$ :

$$p_e = p_i - p_{м.п.} = 1,087 - 0,305 = 0,782 \text{ МПа}$$



Характерные для ДсИЗ без наддува значения  $p_e=0,75 \dots 1,05$  МПа.  
Механический КПД найдем по формуле

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{0,782}{1,087} = 0,719.$$

Характерные для ДсИЗ без наддува значения  $\eta_m = 0,70 \dots 0,90$ .

4. Определение эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива.

Эффективный КПД  $\eta_e$  определяется по значениям индикаторного

КПД  $\eta_i$  и механического КПД  $\eta_m$  :

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,332 \cdot 0,719 = 0,2387 \approx 0,239.$$

Удельный эффективный расход топлива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{246}{0,719} = 342 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Характерные для ДсИЗ без наддува значения находится в следующих пределах:  $\eta_e = 0,23 \dots 0,28$ ;  $g_e = 290 \dots 345 \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

Часовой расход топлива

$$G_T = q_e N_{e \text{ ном}} \cdot 10^{-3} = \text{кг} / \text{ч}.$$

### 1.9. Определение размеров цилиндра

Размеры цилиндра определяются исходя из заданной эффективной мощности  $N_e$ , заданного скоростного режима  $n_{\text{ном}}$  и рассчитанного значения среднего эффективного давления  $p_e$ .

1. Выбор исходных параметров.

Предварительному выбору подлежит коэффициент короткоходности двигателя  $K=S/D$  (табл.П19.9).

Таблица П19.9

Параметр	Размерность	Диапазон допустимых значений	Выбранное числовое значение

Коэффициент короткоходности двигателя $K=S/D$	-	0,80...1,05	0,84*
---	---	-------------	-------

\* Выбор данного значения обусловлен высокой частотой вращения двигателя в целях некоторого ограничения средней скорости поршня.

## 2. Определение рабочего объема двигателя.

Используем известное выражение для определения эффективной мощности, кВт:

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

где  $p_e$  – Мпа,  $iV_h$  – л;  $n$  – мин<sup>-1</sup>;  $N_e$  – кВт;  $\tau$  – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей  $\tau = 4$ ).

Откуда

$$iV_h = \frac{30\tau N_{e_{\text{норм}}}}{p_e n_{\text{норм}}} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 90}{0,782 \cdot 6000} = 2,302 \text{ л}.$$

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{iV_h}{i} = \frac{2,302}{4} = 0,5755 \text{ л}.$$

## 3. Определение размеров цилиндра.

Диаметр цилиндр

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi K}} = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,5755}{3,14 \cdot 0,84}} = 95,56 \text{ мм}.$$

Полученный диаметр округляется до ближайшего целого значения  $D = 96 \text{ мм}$ .

Ход поршня

$$S = DK = 96 \cdot 0,84 = 80,6 \text{ мм}.$$

Полученный ход поршня округляется до ближайшего целого четного значения  $S=80$  мм.

4. Определение средней скорости поршня.

Действительное значение средней скорости поршня  $c_n$  определяется по значению хода поршня  $S$  (выраженному в метрах) и заданному скоростному режиму:

$$C_n = \frac{Sn}{30} = \frac{80 \cdot 10^{-3} \cdot 6000}{30} = 16 \text{ м/с.}$$

Расхождение полученной скорости поршня ранее принятым значением не превышает 10%, следовательно, пересчета механических потерь не требуется.

5. Уточнение рабочего объема двигателя и его мощности выполняется после определения размеров цилиндра и округления хода поршня  $S$  и диаметра  $D$  до стандартных значений:

$$iV_h = i \frac{\pi D^2}{4} S = 4 \frac{3,14 \cdot 96^2}{4} \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 2,315 \text{ л.}$$

$$N_{енно} = \frac{p_e iV_h n_{ном}}{30\tau} = \frac{0,782 \cdot 2,315 \cdot 6000}{120} = 90,5 \text{ кВт.}$$

6. Определение эффективного крутящего момента и литровой мощности двигателя.

Эффективный крутящий момент определяется по значениям уточненной номинальной эффективной мощности  $N_{енно}$  и номинальная частоты вращения  $n_{ном}$ :

$$M_k = \frac{9550 N_{енно}}{n} = \frac{9550 \cdot 90,5}{6000} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Литровая мощность двигателя

$$N_l = \frac{N_{енно}}{iV_h} = \frac{90,5}{2,315} = 39,1 \text{ кВт/л.}$$

Характерные для ДсИЗ без наддува значения лежат в пределах  $N_l = 35 \dots 55$  кВт/л.

### 1.10. Итоговая таблица основных показателей и параметров двигателя

Полученные значения показателей и параметров двигателя сведем в табл.П19.10.

Таблица П19.10

$N_{e\text{ ном}}$ , кВт	$n_{\text{ном}}$ , мин <sup>-1</sup>	$iV_{h,\text{л}}$	$\varepsilon$	$S$ , мм	$D$ , мм	$S/D$	$N_l$ , кВт
90,5	6000	2,315	9,0	80	96	0,84	39,1

По результатам теплового расчета строим индикаторную диаграмму (рис.П19.1)

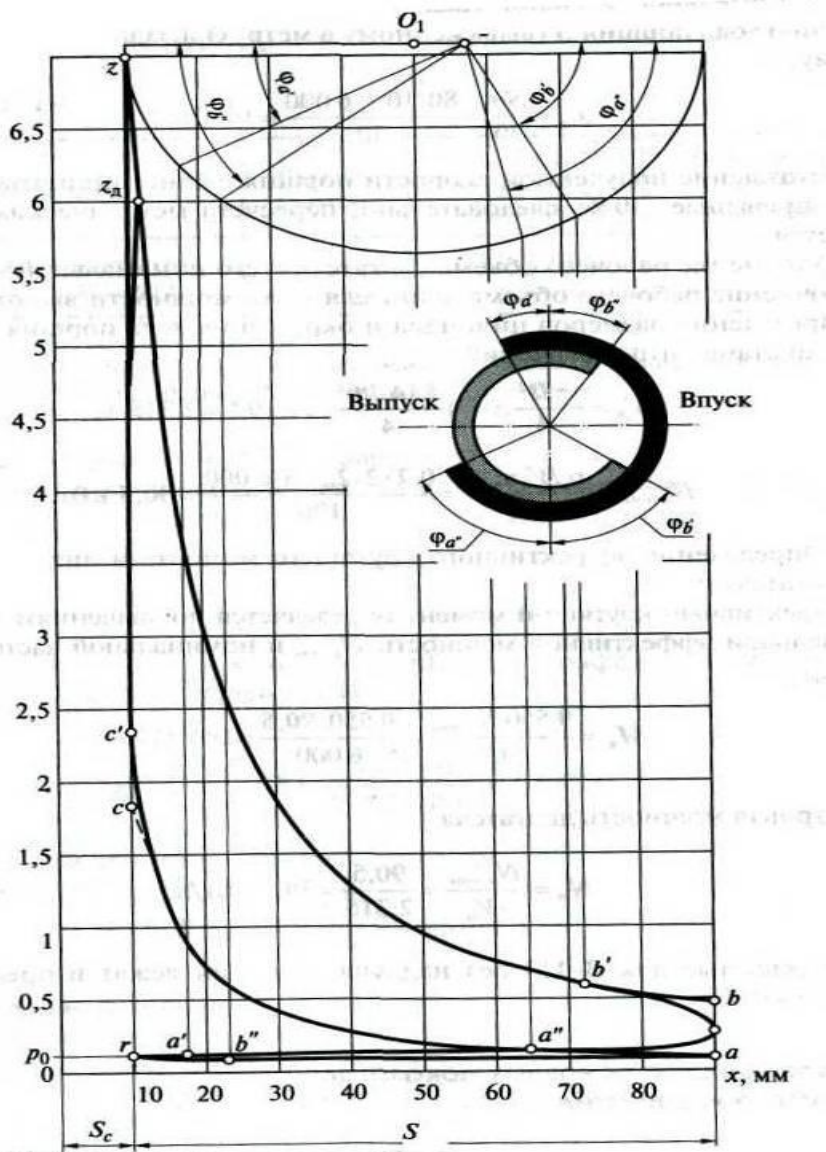


Рис.П19.9.Индикаторная диаграмма проектируемого двигателя с искровым зажиганием.

## **Библиографический список**

### **Основная литература**

1. Теория автомобильных двигателей//Тарасик В.П. Теория автомобилей и двигателей[текст]:Учебное пособие/В.П.Тарасик,М.П. Бренч.- 2-е изд.,испр.-Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М,2015.- Разд.І. – С 12-147.
2. Автомобильные двигатели [текст]: учебник для студ.вузов по спец. «автомобили и автомобильное хозяйство» и «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования» /М. Г. Шатров[и др.]; под ред. М. Г.Шатров. – Москва: Академия, 2010. -464с. – Библиогр.:с. 458.
3. Автомобили: Учебник / А.В. Богатырев, Ю.К. Есеновский-Лашков, М.Л. Насоновский; Под ред. А.В. Богатырева. - 3-е изд., стер. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. - 655 с

### **Дополнительная литература**

1. Суркин В. И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей [текст]: курс лекций: учебное пособие/ В. И. Суркин. – Санкт-Петербург: Лань, 2013,-304с. – Библиогр.: с. 291-292.
2. Кулаков, А.Т. Особенности конструкции, эксплуатации, обслуживания и ремонта силовых агрегатов грузовых автомобилей [Электронный ресурс] / А.Т. Кулаков, А.С. Денисов, А.А. Макушин. - М.: Инфра-Инженерия, 2013. - 448 с.
3. Тракторы и автомобили: Учебник/А.В.Богатырев, В.Р.Лехтер - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 425 с.

## Оглавление

Введение .....	3
Пример теплового расчета двигателя с искровым зажиганием .....	4
1.1. Исходные данные для теплового расчета.....	4
1.2. Расчет характеристик рабочего тела.....	4
1.3. Расчет процессов газообмена .....	6
1.4. Расчет процесса сжатия .....	8
1.5. Расчет процесса сгорания .....	9
1.6. Расчет процесса расширения.....	13
1.7. Определение индикаторных показателей двигателя.....	14
1.8. Определение механических (внутренних) потерь и эффективных показателей двигателя.....	16
1.9. Определение размеров цилиндра.....	17
1.10. Итоговая таблица основных показателей и параметров двигателя .	20
Библиографический список.....	22

Составители:           Вертей Михаил Леванович  
                                  Булаев Евгений Александрович  
                                  Федюнин Павел Иванович

# **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Методические указания для выполнения контрольной работы**

Печатается в авторской редакции  
Компьютерная верстка В.Я. Вульферт

---

Подписано к печати \_\_ \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.   Формат 40×64<sup>1/4</sup>  
Объем 1,5 уч.-изд. л.           Изд. №\_\_   Заказ №\_\_  
Тираж 50 экз.

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института Новосибирский ГАУ  
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147