

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович  
Должность: ректор ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ  
Дата подписания: 02.09.2021 08:30:05  
Уникальный программный ключ:  
5b8335c1f3d6e7bd91a51b28834cdf2b81866538

**Министерство сельского хозяйства  
Российской Федерации**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Саратовский государственный аграрный университет  
имени Н.И. Вавилова»**

**Методические указания по выполнению  
КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«Тракторы и автомобили»**

Направление подготовки  
**35.03.06 Агроинженерия**

Направленность (профиль) подготовки  
**«Технический сервис машин и оборудования»**

**Саратов 2019**

**Методические указания по выполнению курсовой работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» для направления подготовки 35.03.06 Агроинженерия, направленность (профиль) подготовки «Технический сервис машин и оборудования» / Сост.: Е.С. Нестеров // ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ». - Саратов, 2019. - 64 с.**

Методические указания по изучению дисциплины и выполнению курсовой работы по тепловому и динамическому расчету двигателей внутреннего сгорания направлены на углубление знаний по дисциплине с использованием учебно-методической и справочной литературы.

## СОДЕРЖАНИЕ

### Введение

1. Выбор исходных данных
2. Тепловой расчет двигателя
  - 2.1. Тепловой расчет дизеля
  - 2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя
  - 2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива
  - 2.4. Тепловой баланс двигателя
  - 2.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы
3. Динамический расчет двигателя
4. Кинематический расчет двигателя
5. Уравновешивание двигателя
6. Примеры теплового расчета двигателей
  - 6.1. Тепловой расчет дизеля без наддува
  - 6.2. Тепловой расчет дизеля с турбонаддувом
  - 6.3. Тепловой расчет карбюраторного двигателя
  - 6.4. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива
  - 6.5. Пример расчета теплового баланса дизеля
7. Оформление курсовой работы

### Литература

### Приложения

## **ВВЕДЕНИЕ**

Методические указания «Расчёт двигателя внутреннего сгорания» предназначены для обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», изучающих дисциплину «Тракторы и автомобили».

В методических указаниях приведены необходимые исходные данные для выполнения курсовой работы по расчету автотракторных двигателей внутреннего сгорания, указаны алгоритм и методики расчетов, необходимые справочные данные, примеры графической части и примеры тепловых расчетов двигателей.

Первый раздел указаний посвящен выбору исходных данных для последующих расчетов. Второй раздел содержит методики тепловых расчетов дизеля и карбюраторного двигателя, а также методику построения индикаторных диаграмм. В третьем разделе приведена методика динамического расчета двигателя.

Четвертый раздел посвящен кинематическому расчету двигателя.

В пятом разделе рассмотрены вопросы уравнивания рассматриваемых в работе двигателей. В шестом разделе приведены примеры тепловых расчетов двигателей: тепловой расчет дизеля без наддува, тепловой расчет дизеля с турбонаддувом и тепловой расчет карбюраторного двигателя. В седьмом разделе даны требования по оформлению курсовой работы. В приложениях приводятся: параметры рассчитываемых двигателей, примеры формирования графической части.

## 1. ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Выбор исходных данных производите в следующей последовательности.

Пользуясь номером зачетной книжки и табл. 1.1, выберите марку двигателя и значение частоты вращения коленчатого вала и мощности для выполнения дальнейших расчетов следующим образом:

- выберите марку двигателя в горизонтальной строке табл. 1.1 согласно последней цифре номера зачетной книжки;
- выберите значение частоты вращения коленчатого вала, мощности двигателя и коэффициента избытка воздуха в вертикальной строке табл. 1.1 согласно предпоследней цифре номера зачетной книжки (**по согласованию с преподавателем**);
- установите тип выбранного Вами двигателя (дизель, карбюраторный или с распределенным впрыском топлива);
- определите значение давления наддува, в случае, если выбранный Вами двигатель – дизель, на котором согласно технической характеристике завода-изготовителя устанавливается турбонаддув;
- используйте в расчетах стандартное для двигателя значение степени сжатия  $\varepsilon$  (приложение);
- используйте в расчетах стандартные показатели состава и качества топлива;
- неуказанные эмпирические значения параметров выбирайте из предложенного ряда или справочных данных с учетом скоростного режима работы двигателя;
- необходимые конструктивные соотношения и характеристики деталей выбирайте из предложенных данных или справочной литературы для **Вашего двигателя**;
- соотношения размеров сборочных единиц выбирайте согласно рекомендациям справочной литературы для двигателей подобных типоразмеров.

Ряд необходимых параметров автомобильных двигателей приведен в приложении.

Во всех спорных вопросах необходимо отдавать предпочтение наиболее новым способам решения задач.

Таблица 1.1

### Двигатели и значения частоты вращения коленчатого вала

| Пре.последняя цифра № зачетной книжки | Значение частоты вращения, мин <sup>-1</sup> , и номинальной мощности, кВт, для двигателя |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |                         |            |                         |                         |      |
|---------------------------------------|---|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------------|-------------------------|-------------------------|------|
|                                       | Последняя цифра № зачетной книжки   |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |                         |            |                         |                         |      |
|                                       | 0   |                         |      | 1                       |                         |      | 2                       |                         |      | 3                       |                         |                         | 4          |                         |                         |      |
|                                       | ЗМЗ-4025.10   |                         |      | ЗИЛ-645                 |                         |      | Д-245                   |                         |      | ЗМЗ-5234                |                         |                         | ЗИЛ-508.10 |                         |                         |      |
|                                       | n,<br>мин <sup>-1</sup>   | N <sub>с</sub> ,<br>кВт | α    | n,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>с</sub> ,<br>кВт | α    | n,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>с</sub> ,<br>кВт | α    | P <sub>к</sub> ,<br>МПа | n,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>с</sub> ,<br>кВт | α          | n,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>с</sub> ,<br>кВт | α    |
| 0                                     | 3600  | 58                      | 0,86 | 1900                    | 109                     | 1,22 | 1750                    | 64                      | 1,50 | 0,152                   | 2300                    | 79                      | 0,86       | 2300                    | 93                      | 0,86 |
| 1                                     | 3700  | 61                      | 0,87 | 2000                    | 113                     | 1,24 | 1800                    | 66                      | 1,55 | 0,154                   | 2400                    | 83                      | 0,87       | 2400                    | 97                      | 0,87 |
| 2                                     | 3800  | 64                      | 0,88 | 2100                    | 117                     | 1,26 | 1850                    | 68                      | 1,60 | 0,156                   | 2500                    | 86                      | 0,88       | 2500                    | 100                     | 0,88 |
| 3                                     | 3900  | 66                      | 0,89 | 2200                    | 121                     | 1,28 | 1900                    | 70                      | 1,65 | 0,158                   | 2600                    | 89                      | 0,89       | 2600                    | 103                     | 0,89 |
| 4                                     | 4000  | 68                      | 0,90 | 2300                    | 125                     | 1,30 | 1950                    | 71                      | 1,70 | 0,160                   | 2700                    | 90                      | 0,90       | 2700                    | 104                     | 0,90 |
| 5                                     | 4100  | 69                      | 0,91 | 2400                    | 128                     | 1,32 | 2000                    | 72                      | 1,75 | 0,162                   | 2800                    | 91                      | 0,91       | 2800                    | 105                     | 0,91 |
| 6                                     | 4200  | 71                      | 0,92 | 2500                    | 131                     | 1,34 | 2050                    | 73                      | 1,80 | 0,164                   | 2900                    | 93                      | 0,92       | 2900                    | 107                     | 0,92 |
| 7                                     | 4300  | 72                      | 0,93 | 2600                    | 133                     | 1,36 | 2100                    | 74                      | 1,85 | 0,166                   | 3000                    | 94                      | 0,93       | 3000                    | 108                     | 0,93 |
| 8                                     | 4400  | 73                      | 0,94 | 2700                    | 135                     | 1,38 | 2150                    | 76                      | 1,90 | 0,168                   | 3100                    | 95                      | 0,94       | 3100                    | 109                     | 0,94 |
| 9                                     | 4500  | 74                      | 0,95 | 2800                    | 136                     | 1,40 | 2200                    | 77                      | 1,95 | 0,170                   | 3200                    | 96                      | 0,95       | 3200                    | 110                     | 0,95 |

Продолжение табл. 1.1

| Предпоследняя цифра<br>№ зачетной книжки | Значение частоты вращения, мин <sup>-1</sup> , и номинальной мощности, кВт,<br>для двигателя |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |                         |      |                         |                         |                         |      |
|--|--|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|------|
|  | Последняя цифра № зачетной книжки  |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |      |                         |                         |                         |      |                         |                         |                         |      |
|  | 5  |                         |      | 6                       |                         |      | 7                       |                         |      |                         | 8                       |                         |      |                         | 9                       |                         |      |
|  | ЗМЗ-4062.10  |                         |      | ВАЗ-2112                |                         |      | КамАЗ-740.11            |                         |      |                         | ЯМЗ-238ДЕ               |                         |      |                         | КамАЗ-740.10            |                         |      |
|  | п,<br>мин <sup>-1</sup>  | N <sub>е</sub> ,<br>кВт | α    | п,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>е</sub> ,<br>кВт | α    | п,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>е</sub> ,<br>кВт | α    | P <sub>к</sub> ,<br>МПа | п,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>е</sub> ,<br>кВт | α    | P <sub>к</sub> ,<br>МПа | п,<br>мин <sup>-1</sup> | N <sub>е</sub> ,<br>кВт | α    |
| 0  | 3000   | 63                      | 0,96 | 2900                    | 30                      | 0,96 | 1350                    | 118                     | 1,50 | 0,152                   | 1550                    | 200                     | 1,50 | 0,152                   | 1700                    | 115                     | 1,22 |
| 1  | 3250   | 69                      | 0,97 | 3200                    | 36                      | 0,97 | 1400                    | 126                     | 1,55 | 0,154                   | 1600                    | 211                     | 1,55 | 0,154                   | 1800                    | 122                     | 1,24 |
| 2  | 3500   | 75                      | 0,98 | 3500                    | 42                      | 0,98 | 1500                    | 134                     | 1,60 | 0,156                   | 1650                    | 220                     | 1,60 | 0,156                   | 1900                    | 127                     | 1,26 |
| 3  | 3750   | 81                      | 0,98 | 3800                    | 48                      | 0,98 | 1600                    | 142                     | 1,65 | 0,158                   | 1700                    | 227                     | 1,65 | 0,158                   | 2000                    | 132                     | 1,28 |
| 4  | 4000   | 86                      | 0,99 | 4100                    | 53                      | 0,99 | 1700                    | 149                     | 1,70 | 0,160                   | 1750                    | 231                     | 1,70 | 0,160                   | 2100                    | 138                     | 1,30 |
| 5  | 4250   | 94                      | 0,99 | 4400                    | 56                      | 0,99 | 1800                    | 156                     | 1,75 | 0,162                   | 1800                    | 234                     | 1,75 | 0,162                   | 2200                    | 142                     | 1,32 |
| 6  | 4500   | 97                      | 1,00 | 4700                    | 59                      | 1,00 | 1900                    | 162                     | 1,80 | 0,164                   | 1850                    | 237                     | 1,80 | 0,164                   | 2300                    | 147                     | 1,34 |
| 7  | 4750   | 103                     | 1,00 | 5000                    | 62                      | 1,00 | 2000                    | 167                     | 1,85 | 0,166                   | 1900                    | 239                     | 1,85 | 0,166                   | 2400                    | 150                     | 1,36 |
| 8  | 5000   | 107                     | 0,99 | 5300                    | 65                      | 0,99 | 2100                    | 172                     | 1,90 | 0,168                   | 1950                    | 241                     | 1,90 | 0,168                   | 2500                    | 152                     | 1,38 |
| 9  | 5200   | 110                     | 0,98 | 5600                    | 68                      | 0,98 | 2200                    | 176                     | 1,95 | 0,170                   | 2000                    | 243                     | 1,95 | 0,170                   | 2600                    | 154                     | 1,40 |

## 2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

### 2.1. Тепловой расчет дизеля

#### Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- наличие турбонаддува и давление наддувного воздуха  $p_k$ , МПа;
- частота вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания)  $N_e$ , кВт;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;
- вид топлива - дизельное топливо «Л» ГОСТ 305-82, средний элементарный состав:  $C = 85,7\%$ ,  $H = 13,3\%$ ,  $O = 1\%$ .

#### Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

#### Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$$\mu_B = 28,96 - \text{ для воздуха.}$$

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}, \text{ кмоль.}$$

#### Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия:  $p_o = 0,1$  МПа,

$$T_o = 283...293 \text{ К.}$$



Давление надувочного воздуха принимаем в соответствии с заданием  $p_k$ , МПа.

Принимаем показатель политропы сжатия в компрессоре  $n_k = 1,5 \dots 1,7$ .

Определяем температуру воздуха за компрессором

$$T_k = T_o \cdot \left( \frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{(n_k-1)}{n_k}}, \text{ К.}$$

Определяем давление и температуру остаточных газов

$$p_r = (0,75 \dots 0,95) \cdot p_k \text{ или } p_r = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем  $T_r = 700 \dots 900$  К.

### Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда  $\Delta t = 0 \dots 40^\circ$ .

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_v \cdot T_k}, \text{ кг/м}^3,$$

где  $R_v = 287$  Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент  $(\beta^2 + \xi_{gn}) = 2,5 \dots 4,0$ , а скорость движения заряда  $\omega_{gn} = 50 \dots 130$  м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{gn}) \cdot (\omega_{gn}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

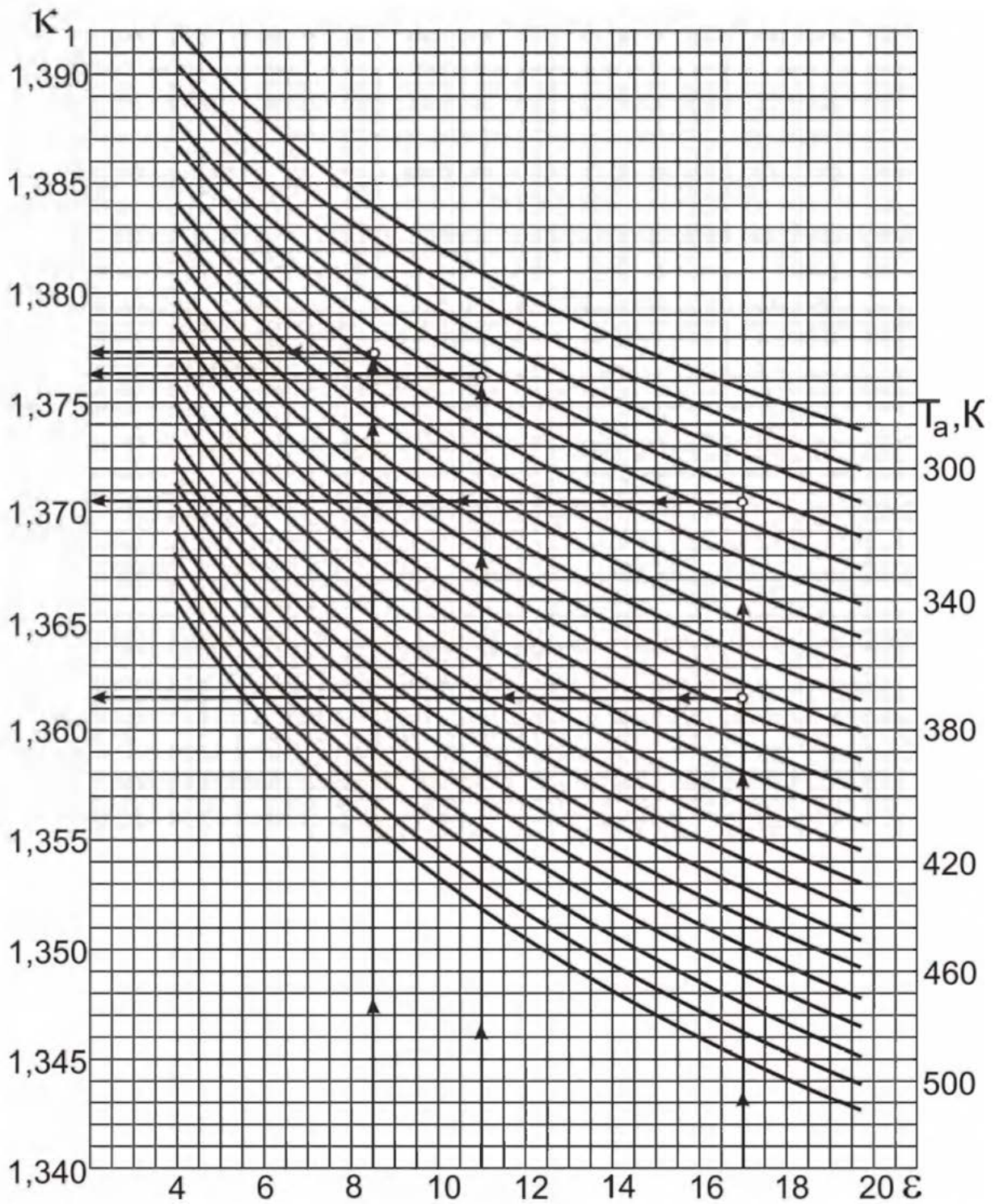


Рис. 2.1. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия  $k_1$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_k \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_k + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_k}.$$

### Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия  $k_l$  в функции  $\varepsilon$  и  $T_a$  по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия  $n_l$  в зависимости от  $k_l$ , который устанавливается в пределах  $n_l = (k_l + 0,02) \dots (k_l - 0,02)$ .

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

### Процесс сгорания.

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в дизеле при постоянном давлении, при  $\alpha \geq 1$

$$\overline{\mu C_{pz}} = \left( 20,2 + \left( \frac{0,92}{\alpha} \right) \right) + \left( \left( 15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z \right) + 8,314,$$

кДж/(кмоль·град).

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль.}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}$$

Принимаем коэффициент использования теплоты  $\xi = 0,7 \dots 0,9$ .

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке  $cz'z$  индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг топлива определится как

$$Q = \xi \cdot Q_{II}, \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем степень повышения давления в пределах  $\lambda = 1,2 \dots 2,5$ . В дизелях с наддувом для ограничения максимального давления сгорания берутся меньшие значения  $\lambda$ , чем в дизелях без наддува.

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{pz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_{II}}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (\overline{\mu C_{vc}} + 8,314 \cdot \lambda).$$

Подставляем имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно  $T_z$  и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \text{ МПа.}$$

Определяем степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

### **Процесс расширения.**

Определяем степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Показатель политропы расширения  $n_2$  для дизеля определяем по номограмме (рис. 2.2), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения  $k_2$ ,  $n_2 \approx k_2$ .

Определение показателя политропы расширения производим следующим образом.

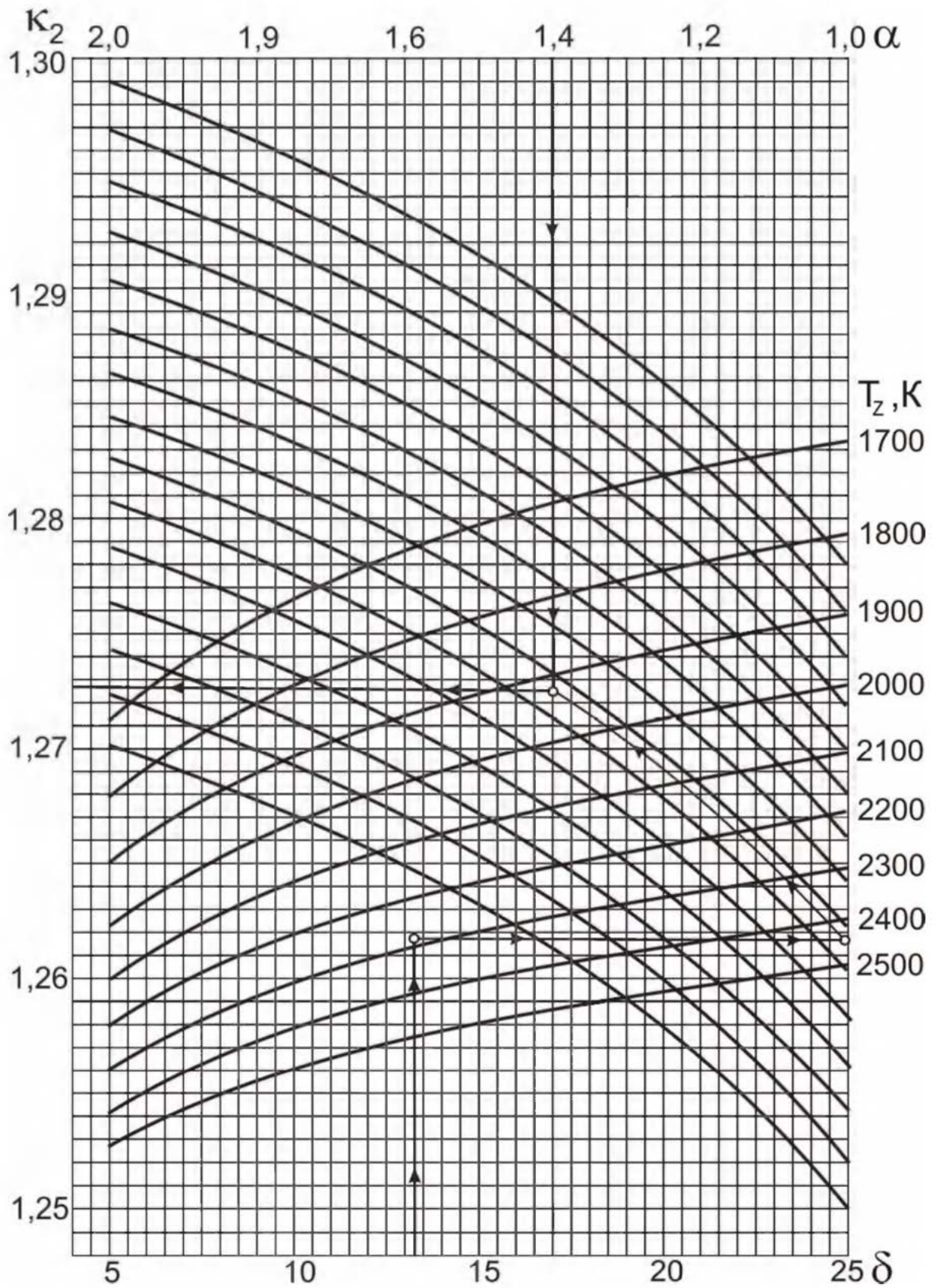


Рис. 2.2. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для дизеля

По имеющимся значениям  $\delta$  и  $T_z$  определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки  $\alpha = 1$ , получая какое-то значение  $k_2$ . Далее двигаемся по этой кривой  $k_2$  до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения  $\alpha$ . Ордината точки пересечения дает искомое значение  $k_2$ .

Определяем давление процесса расширения

$$p_6 = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

### **Индикаторные параметры рабочего цикла дизеля.**

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы  $\nu = 0,92 \dots 0,95$ .

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

### Эффективные показатели дизеля.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня  $W_{n.c.p.}$  в пределах 7,0...13,0 м/с для автомобильного дизеля и 6,0...11,0 м/с для тракторного дизеля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_M = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что  $a = 0,089$ ,  $b = 0,0118$  для дизелей с неразделенными КС и  $a = 0,089$ ,  $b = 0,0135$  для дизелей с разделенными КС.

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_M, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

### Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{об} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение  $\rho = \frac{S}{D}$  в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра  $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$ , мм, а затем

округляем его.

Определяем ход поршня  $S = D \cdot \rho$ , мм, округляем до целого.

Определяем площадь поршня  $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ , см<sup>2</sup>.

Определяем рабочий объем цилиндра  $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$ , л.

Определяем среднюю скорость поршня  $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$ , м/с,

сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{дв}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5 %.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

## 2.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

### Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания)  $N_e$ , кВт;
- степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;
- вид топлива - бензин АИ-80 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса:  $C = 85,5\%$ ,  $H = 14,5\%$ ,  $\mu_T = 115$  кг/кмоль.



**Топливо.**

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

**Параметры рабочего тела.**

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} C + 8H - O \right), \text{ кг, или } L_o = \frac{l_o}{\mu_B}, \text{ кмоль,}$$

$\mu_B = 28,96$  - для воздуха.

Определяем количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль.}$$

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21 \cdot L_o \cdot (1 - \alpha), \text{ кмоль.}$$

**Параметры окружающей среды и остаточные газы.**

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов

$$p_r = (1,02 \dots 1,15) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Принимаем  $T_r = 900 \dots 1100 \text{ К.}$

**Процесс впуска.**

Принимаем температуру подогрева свежего заряда

$$\Delta t = -5 \dots +25^\circ.$$

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_b \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где  $R_b = 287$  Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэф-

коэффициент  $(\beta^2 + \xi_{\text{вн}}) = 2,5 \dots 4,0$ , а скорость движения заряда  $\omega_{\text{вн}} = 50 \dots 130$  м/с.

Определяем потери давления на впуске в двигатель

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{\text{вн}}) \cdot (\omega_{\text{вн}}^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta t}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_a - p_r}.$$

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К.}$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o \cdot (\varepsilon \cdot p_a - p_r)}{(T_o + \Delta t) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot p_o}.$$

### Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия  $k_l$  в функции  $\varepsilon$  и  $T_a$  по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия  $n_l$  в зависимости от  $k_l$ , который устанавливается в пределах  $n_l = (k_l - 0,01) \dots (k_l - 0,04)$ .

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость заряда (воздуха) в конце сжатия (без учета влияния остаточных газов)

$$\overline{\mu C_{vc}} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

Определяем число молей остаточных газов

$$M_r = \alpha \cdot \gamma_r \cdot L_o, \text{ кмоль.}$$

Определяем число молей газов в конце сжатия до сгорания

$$M_c = M_1 + M_r, \text{ кмоль.}$$

**Процесс сгорания.**

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания в карбюраторном двигателе при постоянном объеме, при  $\alpha \leq 1$

$$\overline{\mu C_{vz}} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \text{ кДж/(кмоль град).}$$

Определяем число молей газов после сгорания

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль}$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\beta = \frac{M_z}{M_c}.$$

Принимаем коэффициент использования теплоты  $\xi = 0,7 \dots 0,9$ .

Тогда количество теплоты, передаваемое газом на участке  $cz$  индикаторной диаграммы при сгорании 1 кг, топлива определится как

$$Q = \xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H), \text{ кДж/кг.}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания,

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Температуру в конце сгорания определяют из уравнения сгорания

$$\beta \cdot \overline{\mu C_{vz}} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot (Q_H - \Delta Q_H)}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + \overline{\mu C_{vc}} \cdot T_c.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное уравнение относительно  $T_z$  и находим его значение, К.

Определяем давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \beta \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{zД} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}.$$

### Процесс расширения.

Показатель политропы расширения карбюраторного двигателя определяем по номограмме (рис. 2.3), учитывая, что его значение незначительно отличается от значения показателя адиабаты расширения  $k_2$ ,  $n_2 \approx k_2$ .

По имеющимся значениям  $\varepsilon$  и  $T_z$  определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки  $\alpha = 1$ , получая какое-то значение  $k_2$ . Далее движемся по этой кривой  $k_2$  до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения  $\alpha$ . Ордината точки пересечения дает искомое значение  $k_2$ .

Определяем давление процесса расширения

$$p_6 = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{p_6}{p_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T_r'}{T_r} \cdot 100\%.$$

### Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем среднее индикаторное давление цикла для нескругленной индикаторной диаграммы

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

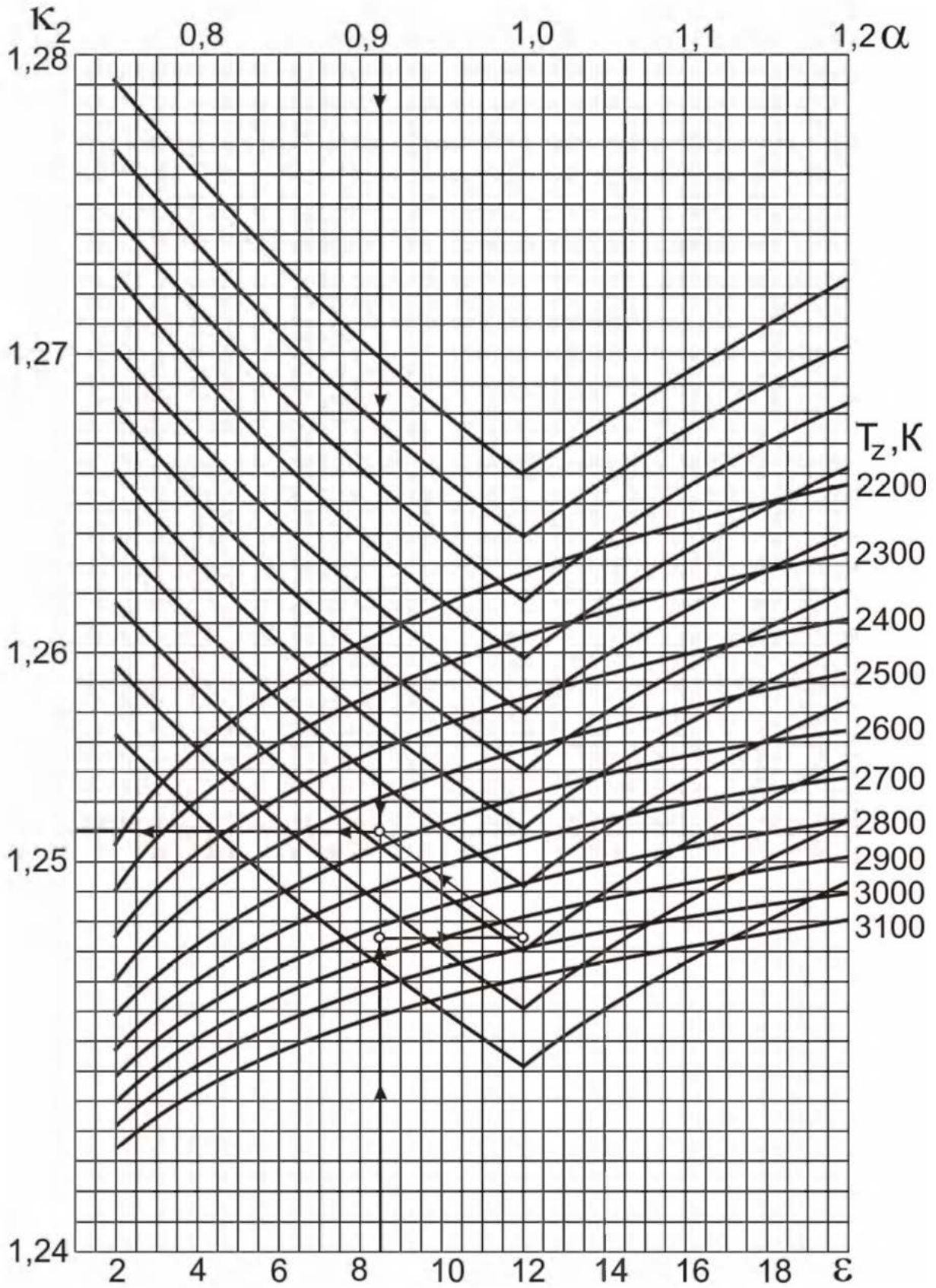


Рис. 2.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для бензинового двигателя

Принимаем коэффициент полноты индикаторной диаграммы  $\nu = 0,94 \dots 0,97$ .

Определяем среднее индикаторное давление цикла для скругленной индикаторной диаграммы

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа.}$$

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

### Эффективные показатели двигателя.

Принимаем предварительно среднюю скорость поршня  $W_{n.cр}$  в пределах 12...20 м/с для двигателя легкового автомобиля и 9...16 м/с для двигателя грузового автомобиля.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.cр}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что  $a = 0,049$ ,  $b = 0,0152$  - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $\frac{S}{D} > 1$ ;

$a = 0,039$ ,  $b = 0,0132$  - для бензиновых восьмицилиндровых двигателей с отношением  $\frac{S}{D} < 1$ ;

$a = 0,034$ ,  $b = 0,0113$  - для бензиновых двигателей с числом цилиндров до шести и отношением  $\frac{S}{D} \leq 1$ .

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

### Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Рассчитываем значение  $\rho = \frac{S}{D}$  в соответствии со стандартным значением диаметра и хода поршня для прототипа рассчитываемого двигателя (приложение).

Определяем диаметр цилиндра  $D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \rho}}$ , мм, а затем

округляем его.

Определяем ход поршня  $S = D \cdot \rho$ , мм (округляем до целого).

Определяем площадь поршня  $F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ , см<sup>2</sup>.

Определяем рабочий объем цилиндра  $V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$ , л.

Определяем среднюю скорость поршня  $W_{cp} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}$ , м/с,

сравниваем ее значение с ранее принятым.

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%.$$

### 2.3. Тепловой расчет двигателя с распределенным впрыском топлива

#### Исходные данные:

- тип двигателя (тактность, количество и расположение цилиндров);
- частота вращения коленчатого вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>;
- эффективная мощность (берется по стандартной скоростной характеристике двигателя для заданной частоты вращения или из задания)  $N_e$ , кВт;
- степень сжатия  $\varepsilon$ ;
- коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;
- вид топлива - бензин АИ-95 ГОСТ Р51105-97, средний элементарный состав и молекулярная масса:  $C = 85,5\%$ ,  $H = 14,5\%$ ,  $\mu_T = 115$  кг/кмоль.

#### Топливо.

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_{II} = 33,91 \cdot C + 125,60 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W), \text{ кДж/кг.}$$

#### Параметры рабочего тела.

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль возд./кг топл.,}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3}C + 8H - O \right), \text{ кг возд./кг топл.}$$

Определяем количество свежего заряда (горючей смеси)

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль гор. см./кг топл.}$$

Определяем количество отдельных компонентов продуктов сгорания



$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} + 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.};$$

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot L_o, \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.};$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o, \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.},$$

где  $K$  – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащихся в продуктах сгорания,  $K = 0,45 \dots 0,50$  – для бензина.

Определяем общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2},$$

кмоль пр. сг./кг топл.

### Параметры окружающей среды и остаточные газы.

Принимаем атмосферные условия

$$p_k = p_o = 0,1 \text{ МПа, и } T_k = T_o = 293 \text{ К.}$$

Определяем давление остаточных газов для номинального режима работы

$$p_{rn} = (1,05 \dots 1,25) \cdot p_o, \text{ МПа.}$$

Большие значения  $p_{rn}$  принимаются для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала. Меньшие значения  $p_{rn}$  принимаются для двигателей с непосредственным впрыском и электронным управлением системы питания.

Для различных скоростных режимов работы двигателя давление остаточных газов определяем по формуле

$$p_r = p_o \cdot (1,035 + A_p \cdot 10^{-8} \cdot n^2), \text{ МПа,}$$

$$\text{где } A_p = \frac{(p_{rn} - 1,035 \cdot p_o) \cdot 10^8}{n_n^2 \cdot p_o};$$

$n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя (принимается из задания),  $\text{мин}^{-1}$ ;

$p_{rn}$  - давление остаточных газов на номинальном режиме, МПа;

$n_n$  - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя (определяется из технической характеристики прототипа рассчитываемого двигателя),  $\text{мин}^{-1}$ .

Температуру остаточных газов  $T_r$  для двигателей с распределенным впрыском определяем по номограмме (рис. 2.4).

### Процесс впуска.

Принимаем температуру подогрева свежего заряда для номинального скоростного режима

$$\Delta T_n = 0 \dots 20^\circ.$$

Для различных скоростных режимов работы двигателя температуру подогрева свежего заряда определяем по формуле

$$\Delta T = A_T \cdot (110 - 0,0125 \cdot n),$$

где  $A_T = \frac{\Delta T_n}{(110 - 0,0125 \cdot n_n)}$ .

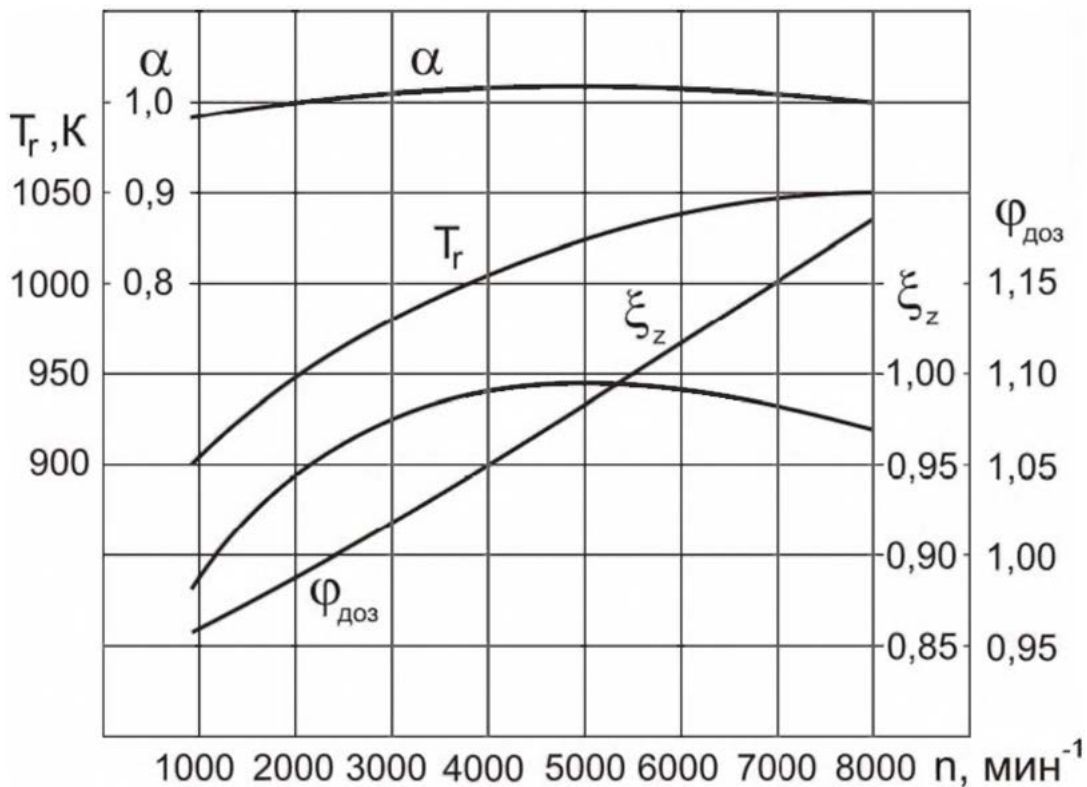


Рис. 2.4. Исходные параметры для теплового расчета двигателя с распределенным впрыском топлива

Определяем плотность заряда на впуске

$$\rho_k = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_g \cdot T_o}, \text{ кг/м}^3,$$

где  $R_g=287$  Дж/кг·град - удельная газовая постоянная для воздуха.

В соответствии со скоростным режимом работы двигателя и качеством обработки внутренней поверхности принимаем коэффициент  $(\beta^2 + \xi_{gn}) = 2,5 \dots 4,0$ , а скорость движения заряда  $\omega_{gn} = 50 \dots 130$  м/с.

Для двигателей с электронным впрыском значения  $(\beta^2 + \xi_{gn})$  принимаются пониженными в связи с отсутствием карбюратора.

Определяем потери давления на впуске в двигатель на различных скоростных режимах

$$\Delta p_a = \frac{(\beta^2 + \xi_{gn}) \cdot (A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_k \cdot 10^{-6})}{2}, \text{ МПа},$$

где  $A_n = \frac{\omega_{gn}}{n_n}$ .

Определяем давление в конце впуска

$$p_a = p_o - \Delta p_a, \text{ МПа}.$$

Определяем коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r},$$

где  $\varphi_{оч}$  - коэффициент очистки,  $\varphi_{оч} = 1$  - с учетом продувки цилиндра;

$\varphi_{доз}$  - коэффициент дозарядки цилиндра, зависит от скоростного режима работы двигателя, определяется по номограмме (рис. 2.4).

Определяем температуру в конце впуска

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}, \text{ К}.$$

Определяем коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_o}{(T_o + \Delta T)} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \cdot p_o} \cdot (\varepsilon \cdot \varphi_{\text{доз}} \cdot p_a - \varphi_{\text{оч}} \cdot p_r).$$

### Процесс сжатия.

Определяем показатель адиабаты сжатия  $k_l$  в функции  $\varepsilon$  и  $T_a$  по номограмме (рис. 2.1).

Определяем показатель политропы сжатия  $n_l$  в зависимости от  $k_l$ , который устанавливается в пределах  $n_l = (k_l - 0,01) \dots (k_l - 0,04)$ , при этом необходимо учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, и, следовательно,  $n_l$  уменьшается.

Определяем давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, \text{ К.}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость в конце сжатия:

- свежей смеси (воздуха)

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c, \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град),}$$

где  $t_c = T_c - 273 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

- остаточных газов  $(\mu c_v)_{t_o}^{t_c}$ , кДж/(кмоль·град) - определяется методом интерполяции по табл. 3 (приложение) в зависимости от  $t_c$  и  $\alpha$ ;

- рабочей смеси

$$(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot [(\mu c_v)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \cdot (\mu c_v)_{t_o}^{t_c}], \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{град).}$$

### Процесс сгорания.

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}.$$

Определяем расчетный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{(\mu_o + \gamma_r)}{(1 + \gamma_r)}$$

Определяем количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания

$$\Delta Q_H = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o, \text{ кДж/кг.}$$

Определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$Q_{\text{раб.см}} = \frac{Q_H - \Delta Q_H}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}, \text{ кДж/(кмоль раб. см).}$$

Определяем среднюю молярную теплоемкость продуктов сгорания

$$(\mu c_v'')_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \cdot [ M_{CO_2} \cdot (\mu c_{vCO_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{CO} \cdot (\mu c_{vCO}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} \cdot (\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z} + M_{H_2} \cdot (\mu c_{vH_2}'')_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} \cdot (\mu c_{vN_2}'')_{t_o}^{t_z} ],$$

где  $(\mu c_{vCO_2}'')_{t_o}^{t_z}$ ,  $(\mu c_{vCO}'')_{t_o}^{t_z}$ ,  $(\mu c_{vH_2O}'')_{t_o}^{t_z}$ ,  $(\mu c_{vH_2}'')$ ,  $(\mu c_{vN_2}'')_{t_o}^{t_z}$  - средние молярные теплоемкости отдельных газов при постоянном объеме. Определяются по формулам из табл. 2 (приложение) для интервала температур 1501 до 2800 °С.

Определяем коэффициент использования теплоты  $\xi_z$  по опытным данным из номограммы (рис. 2.4).

Температура в конце процесса сгорания определяем из уравнения сгорания

$$\xi_z \cdot Q_{\text{раб.см}} + (\mu c_v')_{t_o}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (\mu c_v'')_{t_o}^{t_z} \cdot t_z.$$

Подставляем в уравнение сгорания имеющиеся значения величин, решаем полученное квадратное уравнение относительно  $t_z$  и находим его значение, °С,

$$T_z = t_z + 273, \text{ К.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (теоретическое)

$$p_z = \frac{p_c \cdot \mu \cdot T_z}{T_c}, \text{ МПа.}$$

Определяем максимальное давление в конце процесса сгорания (действительное)

$$p_{z/l} = 0,85 \cdot p_z, \text{ МПа.}$$

Определяем степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}.$$

### Процесс расширения.

Показатель адиабаты расширения для двигателя с впрыском топлива определяем по номограмме (рис. 2.3) при заданном  $\varepsilon$  для соответствующих значений  $\alpha$  и  $T_z$ , а средний показатель политропы расширения  $n_2$  оценивается по величине среднего показателя адиабаты,  $n_2 \approx k_2$ .

По имеющимся значениям  $\varepsilon$  и  $T_z$  определяем точку пересечения. Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки  $\alpha = 1$ , получая какое-то значение  $k_2$ . Далее двигаемся по этой кривой  $k_2$  до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения  $\alpha$ . Ордината точки пересечения дает искомое значение  $k_2$ .

Определяем давление процесса расширения

$$P_6 = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \text{ МПа.}$$

Определяем температуру процесса расширения

$$T_6 = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}, \text{ К.}$$

Проверяем правильность ранее принятого значения температуры остаточных газов (погрешность не должна превышать 5% для всех скоростных режимов работы двигателя).

$$T_r = \frac{T_6}{\sqrt[3]{\frac{P_6}{P_r}}}, \text{ К.}$$

$$\Delta = \frac{T_r - T'_r}{T_r} \cdot 100\%.$$

### Индикаторные параметры рабочего цикла двигателя.

Определяем теоретическое среднее индикаторное давление цикла

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа.}$$

Определяем среднее индикаторное давление цикла

$$p_i = p'_i \cdot \nu, \text{ МПа,}$$

где  $\nu$  - коэффициент полноты индикаторной диаграммы,  $\nu = 0,95 \dots 0,98$  для двигателей с электронным впрыском топлива.

Определяем индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_o}{Q_H \cdot \rho_o \cdot \eta_v}.$$

Определяем индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_i}, \text{ г/кВт ч.}$$

### Эффективные показатели двигателя.

Определяем среднее давление механических потерь

$$p_m = a + b \cdot W_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

учитывая, что  $a = 0,024$ ,  $b = 0,0053$  для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением.

Для двигателя с впрыском топлива предварительно принимаем ход поршня  $S$  в соответствии с прототипом двигателя (приложение) и определяем среднюю скорость поршня

$$W_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4}, \text{ м/с.}$$

Определяем среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m, \text{ МПа.}$$

Определяем механический КПД

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}.$$

Определяем эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Определяем эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3}{Q_H \cdot \eta_e}, \text{ г/кВт ч.}$$

### Основные размеры цилиндра и удельные параметры двигателя.

Исходя из величин эффективной мощности, частоты вращения коленчатого вала, среднего эффективного давления и числа цилиндров определяем рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau_{\text{дв}} \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n}, \text{ л.}$$

Определяем диаметр цилиндра  $D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{V_h}{\pi \cdot S}}$ , мм, а затем округляем его.

$$\text{Определяем площадь поршня } F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100}, \text{ см}^2.$$

$$\text{Определяем рабочий объем цилиндра } V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4 \cdot 10^6}, \text{ л.}$$

Определяем значение расчетной эффективной мощности

$$N_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau_{\text{дв}}}, \text{ кВт.}$$

Сравниваем полученное значение мощности с заданным значением, делаем выводы о правильности проведенного теплового расчета. Расхождение в значении мощности не должно превышать 5%.

$$\Delta = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%$$

## 2.4. Тепловой баланс двигателя

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя определяется из следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_c + Q_b + Q_{и.с.} + Q_{ост.},$$

где  $Q_o$  - общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом, Дж/с;

$Q_e$  - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за время 1 с, Дж/с;



$Q_z$  - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_в$  - теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с;

$Q_{н.с.}$  - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с;

$Q_{ост.}$  - неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Общее количество теплоты определится по формуле

$$Q_o = \frac{Q_n \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с};$$

где  $G_m$  - часовой расход топлива,  $G_m = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$ , кг/ч.

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определится по формуле

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

Теплота, потерянная с отработавшими газами, определится по формуле

$$Q_z = \frac{G_m}{3,6} \cdot \left[ M_2 \cdot \left[ (\mu c_v)_{t_o}^{t_r} + 8,315 \right] \cdot t_r - M_1 \cdot \left[ (\mu c_v)_{t_o}^{t_k} + 8,315 \right] \cdot t_k \right], \text{ Дж/с};$$

где  $t_r = T_r - 273$ , °С;

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_r}$  - теплоемкость отработавших газов (определяется из приложения табл. 3 для двигателей с искровым зажиганием, и табл. 4 для дизелей), кДж/(кмоль·град);

$(\mu c_v)_{t_o}^{t_k}$  - теплоемкость свежего заряда. Определяется методом интерполяции исходя из следующих значений:

- при температуре  $t_k = 0^\circ\text{C}$   $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,759$  кДж/(кмоль·град);

- при температуре  $t_k = 100^\circ\text{C}$   $(\mu c_v)_{t_o}^{t_k} = 20,839$  кДж/(кмоль·град).

Теплота, передаваемая охлаждающей среде, определится по формуле:

- для двигателей с искровым зажиганием

$$Q_в = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \frac{(Q_n - \Delta Q_n)}{\alpha \cdot Q_n}, \text{ Дж/с};$$

- для дизелей  $Q_в = c \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot \left( \frac{1}{\alpha} \right), \text{ Дж/с};$

где  $c$  - коэффициент пропорциональности,  $c = 0,45 \dots 0,53$  для

четырехтактных двигателей;

$i$  - число цилиндров;

$D$  - диаметр цилиндра, см;

$n$  - частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$m$  - показатель степени,  $m = 0,5 \dots 0,7$  для четырехтактных двигателей.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, определится по формуле

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta Q_n \cdot G_m}{3,6}, \text{ Дж/с.}$$

Неучтенные потери теплоты определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_2 + Q_v + Q_{н.с.}), \text{ Дж/с.}$$

Составляющие теплового баланса сводятся в табл. 2.1, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 2.1

**Основные величины теплового баланса двигателя**

| Составляющие теплового баланса                                  | $Q$ , Дж/с |
|---|------------|
| Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом      |            |
| Теплота, эквивалентная эффективной работе                       |            |
| Теплота, потерянная с отработавшими газами                      |            |
| Теплота, передаваемая охлаждающей среде                         |            |
| Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива |            |
| Неучтенные потери теплоты                                       |            |

## 2.5. Построение свернутой индикаторной диаграммы

Построение свернутой индикаторной диаграммы ДВС производится по данным теплового расчета. Диаграмму следует строить в прямоугольных координатах  $p$ - $S$ , где  $p$  – давление газов в цилиндре, а  $S$  – ход поршня. Высота диаграммы должна быть в 1,2...1,7 раза больше ее основания. Для построения рекомендуются следующие масштабы.

Масштабы давления:

- при  $p_z \leq 5$  МПа  $\mu_p = 0,025$  МПа/мм, при  $p_z \geq 5$  МПа  $\mu_p = 0,05$  МПа/мм.

Масштабы перемещения поршня:

- при  $S \leq 80$  мм  $\mu_s = 0,5$  мм S/мм чертежа, при  $S \geq 80$  мм  $\mu_s = 1$  мм S/мм чертежа.

От начала координат в масштабе  $\mu_s$  по оси абсцисс откладывают значения приведенной высоты камеры сжатия  $S_c$  и хода поршня  $S$  (размер по чертежу 100...150 мм). При этом

$$S_c = \left( \frac{S}{\varepsilon - 1} \right) \cdot \mu_s.$$

Абсцисса точки  $z$  на индикаторной диаграмме дизеля определяется по уравнению  $z'z = S_c \cdot (\rho - 1)$ .

По оси ординат в масштабе  $\mu_p$  откладываются величины давлений в характерных точках  $a, c, z', z, b, r$  диаграммы, а также значение  $p_o$ .

Построение политроп сжатия и расширения осуществляется по промежуточным точкам (8...10 значений). Значения давлений в промежуточных точках политропы сжатия подсчитываются по

выражению  $p_x = p_a \cdot \left( \frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_1}$ , а для политропы расширения -

по выражению  $p_x = p_b \cdot \left( \frac{S_c + S}{S_x} \right)^{n_2}$ .

Рассчитанные значения давлений в промежуточных точках сводятся в табл. 2.2, приведенной в расчетно-пояснительной записке.

Для скругления индикаторной диаграммы необходимо воспользоваться диаграммой фаз газораспределения, которую следует построить в правой верхней части листа. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна  $\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$  (постоянная КШМ) следует

взять из технической характеристики двигателя или приложения.

**Величины давлений в промежуточных точках  
политропы сжатия и политропы расширения**

| №<br>точки | $S_x$ , мм | Политропа сжатия         |             | Политропа расширения     |             |
|------------|------------|--------------------------|-------------|--------------------------|-------------|
|            |            | $\frac{p_x}{\mu_p}$ , мм | $p_x$ , МПа | $\frac{p_x}{\mu_p}$ , мм | $p_x$ , МПа |
| 1          |            |                          |             |                          |             |
| 2          |            |                          |             |                          |             |
| ...        |            |                          |             |                          |             |
| 9          |            |                          |             |                          |             |
| 10         |            |                          |             |                          |             |

Для перестроения полученной индикаторной диаграммы в развернутом виде графоаналитическим методом под ней строят полуокружность радиусом  $R$ , имея в виду, что  $S = 2 \cdot R$ . Затем полуокружность делят на дуги, охватывающие углы  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  или  $20^\circ$ , и точки соединяют радиусами с центром. Затем центр смещают вправо на величину  $\frac{R \cdot \lambda}{2}$  (поправка Брикса). Из нового центра строят лучи, параллельные ранее проведенным радиусам. Из новых точек на окружности проводят вертикальные линии до их пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Точки пересечения дают значения давления газов  $p_T$  при этих углах поворота кривошипа. Линию  $p_o$  свернутой диаграммы продолжают вправо, обозначая на ней значения углов поворота кривошипа в масштабе  $1 \text{ мм} = 2^\circ$ . Значения  $\Delta p_T$  (МПа) берут от линии  $p_o$  и откладывают на развертке. Полученные точки соединяют плавной кривой.

### 3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность и выявление нагрузок на трансмиссию машин необходимо определить величины и характер изменения сил и моментов, действующих в двигателе. С этой целью проводят динамический расчет кривошипно-шатунного механизма в следующем порядке.

1. Индикаторная диаграмма строится на листе бумаги формата А1 в верхнем левом углу.

2. В правом верхнем углу строится диаграмма фаз газораспределения, а под нею схема кривошипно-шатунного механизма (рис. 3.1) с указанием точек приложения и знаков (+, -) действия сил.

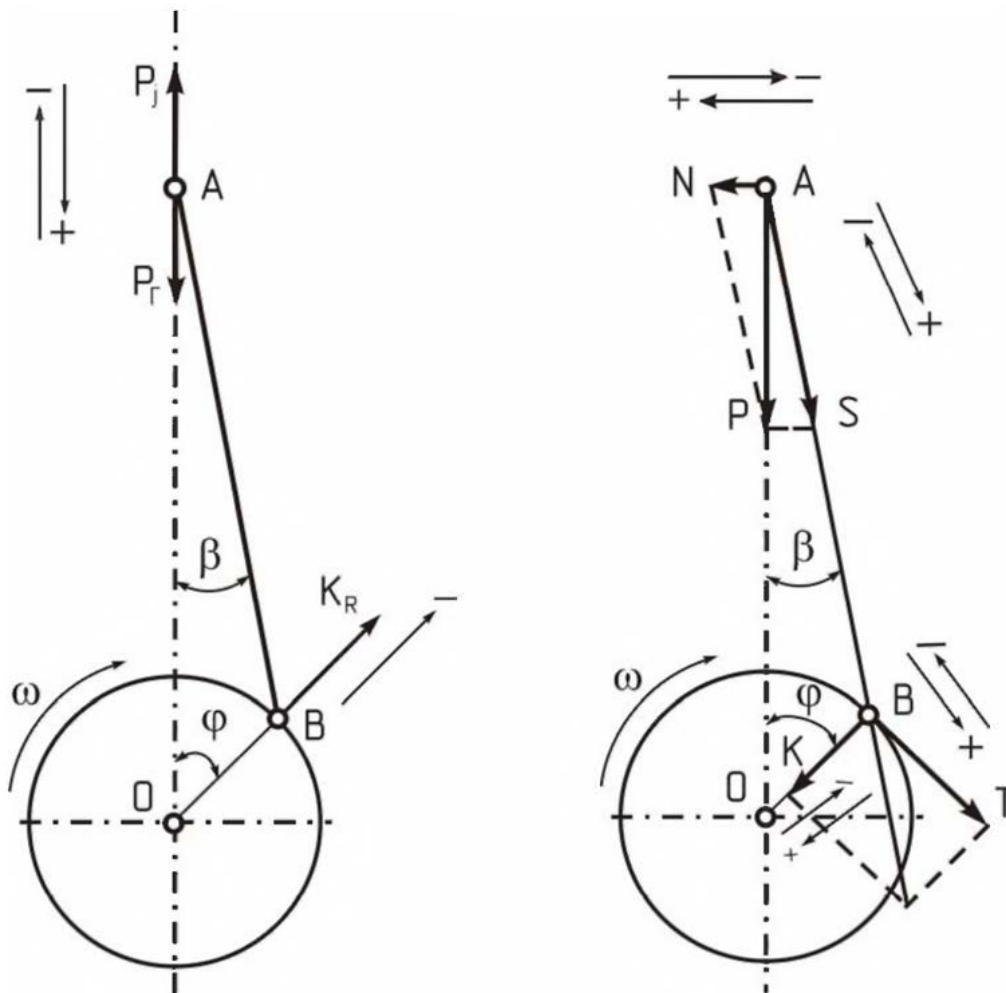


Рис. 3.1. Схемы КШМ с указанием точек приложения и знаков действия сил

3. Построенная скругленная индикаторная диаграмма, пользуясь методом Брикса, развёртывается в диаграмму избыточных сил давления газов  $\Delta p_I$  (МПа) по углу поворота коленчатого вала в масштабе  $1 \text{ мм} = 2^\circ$ .

4. Ниже полуокружности наносятся координаты и строятся графики перемещения, скорости и ускорения поршня, ширина графиков равна  $2 \cdot R$ , высота в любом масштабе.

5. Руководствуясь найденными размерами двигателя ( $S$  и  $D$ ), определяется масса частей, движущихся возвратно-поступательно, и масса частей, совершающих вращательное движение. Для этой цели необходимо задаться конструктивными массами поршневой и шатунной группы, используя техническую характеристику двигателя или рассчитать, пользуясь табл. 3.1.

Значения масс поршня, шатуна и коленчатого вала определяются по формуле

$$m = m' \cdot F_n,$$

где  $m'$  - конструктивная масса детали, отнесенная к площади поршня,  $\text{кг/м}^2$  (принимается из табл. 3.1);

$F_n$  - площадь поршня,  $\text{м}^2$ .

Таблица 3.1

**Конструктивные массы деталей, отнесенные к площади поршня в  $\text{кг/м}^2$**

| Элементы КШМ                                  | Конструктивная масса  |   |
|---|---|---|
|   | Двигатель с<br>искровым зажиганием<br>ДВС ( $D = 60 \dots 100 \text{ мм}$ ) | Дизель<br>( $D = 80 \dots 130 \text{ мм}$ ) |
| Поршень (алюминиевый сплав) $m_n'$            | 80...150  | 150...300                                   |
| Шатун ( $m_{ш}'$ )                            | 100...200   | 250...400                                   |
| Колено вала без противовесов ( $m_k'$ ):      |   |   |
| - стальной кованный вал со сплошными шейками; | 150...200   | 200...400                                   |
| - чугунный литой вал с полыми шейками         | 100...200   | 150...300                                   |

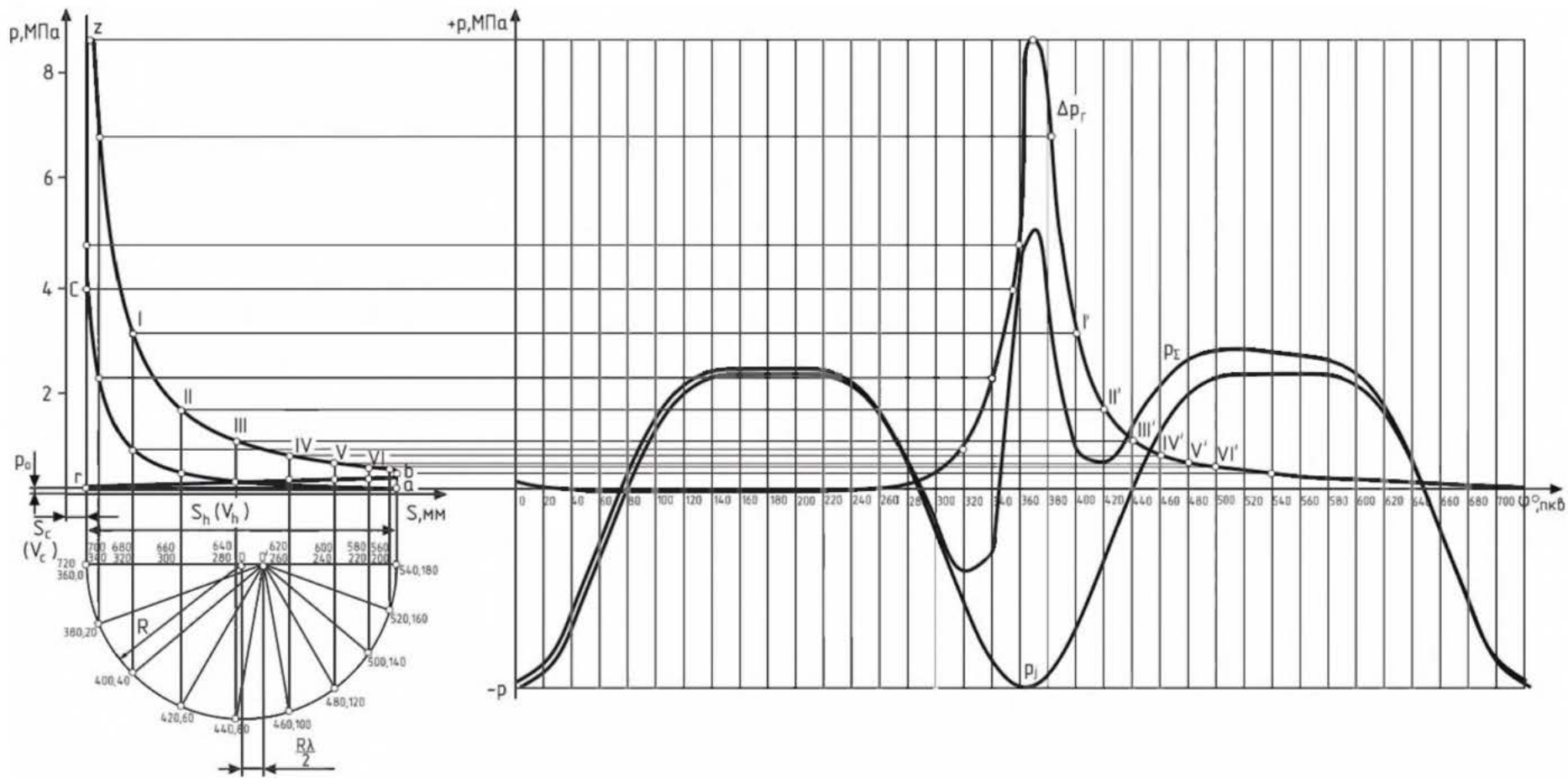


Рис. 3.2. Свернутая и развернутая индикаторная диаграмма двигателя

После этого производится расчет полного значения масс, кг.  
 Масса частей, движущихся возвратно-поступательно:

$$m_j = m_n + m_{ш.п},$$

где  $m_n$  - масса комплекта поршня (поршень + палец), кг;

$m_{ш.п}$  - масса шатуна, приведенная к поршню,

$$m_{ш.п} = (0,2...0,3) \cdot m_{ш},$$

где  $m_{ш}$  - масса шатуна, кг.

Масса вращающихся деталей:

- в рядных ДВС -  $m_R = m_k + m_{ш.к}$ ,

где  $m_k$  - масса колена без противовесов (масса кривошипа), кг;

$m_{ш.к}$  - масса шатуна, приведенная к коленчатому валу,

$$m_{ш.к} = (0,7...0,8) \cdot m_{ш};$$

- в V - образных двигателях -  $m_R = m_k + 2 \cdot m_{ш.к}$ .

Соответствие выбранных масс необходимо проверить по значению максимальной удельной силы инерции по формуле

$$p_{j \max} = \frac{P_j}{F_n} = \left( \frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа},$$

где  $R$  - радиус кривошипа,  $R = \frac{S}{2}$ , м;

$\omega$  - угловая скорость коленчатого вала,  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ , с<sup>-1</sup>;

$\lambda$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная КШМ);

$F_n$  - площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Максимум удельной силы  $p_{j \max}$  не должен превышать следующих интервалов:

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов  $n \leq 4000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_{j \max} = 1,4...1,8 \text{ МПа}$ ;

- для двигателей с искровым зажиганием с числом оборотов  $n \geq 4000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_{j \max} = 1,6...2,4 \text{ МПа}$ ;

- для дизелей при  $n \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_{j \max} = 0,6...1,4 \text{ МПа}$ ;

- для дизелей при  $n \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_{j \max} = 1,2...1,9 \text{ МПа}$ .



Удельную силу инерции движущихся масс определяем по формуле

$$P_j = \frac{P_j}{F_n} = \left( \frac{m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)}{F_n} \right) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа.}$$

6. Производится расчёт сил, действующих в КШМ, Н.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Центробежной силы инерции вращающихся масс

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2.$$

Центробежная сила инерции  $K_R$  является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{R,ш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2;$$

- силы инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{R,к} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2.$$

Суммарной силы, действующей на поршень,

$$P_{\Sigma} = P_I + P_j,$$

где  $P_I$  – сила давления газов,  $P_I = \Delta p_I \cdot F_n$  ( $\Delta p_I$  берется из развернутой индикаторной диаграммы).

Нормальной силы, перпендикулярной к оси цилиндра,

$$N = P_{\Sigma} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Силы, действующей вдоль шатуна,

$$S = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}.$$

Нормальной силы, действующей вдоль радиуса кривошипа,

$$K = \frac{P_{\Sigma} \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Тангенциальной силы, касательной окружности кривошипа,

$$T = \frac{P_{\Sigma} \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Значения тригонометрических функций для выбранного значения  $\lambda$  рассчитываются или берутся из таблиц приложений. **Расчет всех действующих сил производится через 20° поворота коленчатого вала. В интервале резкого повышения давле-**

ния (приблизительно от 320° до 420° п.к.в.) расчет ведется через 5° п.к.в. Данные расчетов сил для различных углов сводятся в табл. 3.2, приводимую в расчетно-пояснительной записке.

Таблица 3.2

**Расчетные данные давлений и сил, действующих  
в кривошипно-шатунном механизме**

| $\varphi$ ,<br>п.к.в. | $\Delta p_{I'}$ ,<br>МПа | $p_j$ ,<br>МПа | $p_{\Sigma}$ ,<br>МПа | $P_{Г}$ ,<br>кН<br>(МН) | $P_j$ ,<br>кН<br>(МН) | $P_{\Sigma}$ ,<br>кН<br>(МН) | $N$ ,<br>кН<br>(МН) | $S$ ,<br>кН<br>(МН) | $K$ ,<br>кН<br>(МН) | $T$ ,<br>кН<br>(МН) | $M_i$ ,<br>Н·м |
|-----------------------|--------------------------|----------------|-----------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------|
| 0                     |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |
| 20                    |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |
| 40                    |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |
| ...                   |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |
| 700                   |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |
| 720                   |                          |                |                       |                         |                       |                              |                     |                     |                     |                     |                |

7. По рассчитанным данным строятся графики изменения сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

На верхнем графике строятся изменения сил давления газов  $\Delta p_{I'}$ , удельной силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс  $p_j = \frac{P_j}{F_n}$  и суммарной силы

$$p_{\Sigma} = \Delta p_{I'} + p_j = \Delta p_{I'} + \frac{P_j}{F_n}, \text{ МПа.}$$

Ниже строят значения сил (рекомендуемый масштаб  $\mu = \mu_p \cdot F_n$ , Н/мм):

- найденной ранее силы  $P_{\Sigma}$ ;
- нормальной силы  $N$ , действующей на стенку цилиндра и силы  $S$ , действующей вдоль шатуна;
- нормальной силы  $K$ , действующей по оси кривошипа и тангенциальной силы  $T$ .

Примерный вид и содержание графического листа представлено в приложении.

#### 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения динамического расчета производится кинематический расчет рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке необходимо оформить таблицу значений перемещения, скорости и ускорения поршня, рассчитанных **через 20 градусов поворота коленчатого вала** (табл. 4.1).

При расчете значений для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

- перемещения поршня

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{R \cdot \lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi);$$

- скорости поршня

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi + \frac{R \cdot \omega \cdot \lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi;$$

- ускорения поршня

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi + R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi.$$

При расчете значений для двигателя со смещенным кривошипно-шатунным механизмом следует воспользоваться формулами:

$$S = S_I + S_{II} = R \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) - \kappa \cdot \lambda \cdot \sin \varphi \right];$$

$$W = W_I + W_{II} = R \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi - \kappa \cdot \lambda \cdot \cos \varphi \right);$$

$$J = J_I + J_{II} = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi + k \cdot \lambda \cdot \sin \varphi),$$

где  $e$  - дезаксиал;

$\kappa = \frac{e}{R}$  - величина относительного смещения,  $k = 0,05 \dots 0,15$ .

Значения тригонометрических функций для выбранного угла рассчитываются или берутся из таблиц приложений.

Значение радиуса кривошипа  $R$  берется в зависимости от рассчитанного ранее значения хода поршня  $S$ .

Значение  $\lambda$  берется из технической характеристики двигателя или приложения.

Таблица 4.1

**Данные для построения графиков перемещения,  
скорости и ускорения поршня**

| $\varphi$ ,<br>п.к.в. | $S_I$ ,<br>м | $S_{II}$ ,<br>м | $S_3$ ,<br>м | $W_I$ ,<br>м/с | $W_{II}$ ,<br>м/с | $W_3$ ,<br>м/с | $J_I$ ,<br>м/с <sup>2</sup> | $J_{II}$ ,<br>м/с <sup>2</sup> | $J_3$ ,<br>м/с <sup>2</sup> |
|-----------------------|--------------|-----------------|--------------|----------------|-------------------|----------------|-----------------------------|--------------------------------|-----------------------------|
| 0                     |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| 20                    |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| 40                    |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| ...                   |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| 320                   |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| 340                   |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |
| 360                   |              |                 |              |                |                   |                |                             |                                |                             |

По рассчитанным данным строятся графики изменения перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Для этого ниже свернутой индикаторной диаграммы двигателя наносятся координатные оси. Принимая во внимание, что  $S = 2 \cdot R$ , проводятся вертикальные линии через точки ВМТ и НМТ на индикаторной диаграмме и горизонтальные линии, служащие осями абсцисс графиков. Значения углов поворота коленчатого вала от 0 до 360 градусов следует равномерно нанести между этими вертикальными линиями. Линия, проведенная через точку ВМТ, одновременно является осью ординат графиков.

Масштаб графиков выбирается с таким расчетом, чтобы равномерно заполнить имеющееся место.

На графиках обозначаются составляющие первого и второго порядков, а также их суммарные значения.

В расчетно-пояснительной записке проводится анализ полученных аналитических и графических данных.

В анализе следует отметить степень соответствия полученных данных перемещения поршня действительному значению, скорости поршня рекомендуемому для данного типа ДВС значению и влияние величины и характера изменения ускорения поршня на механические нагрузки двигателя.

В конце раздела необходимо оценить влияние кинематических параметров КШМ на показатели надежности и долговечности двигателя.

## 5. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

После выполнения кинематического и динамического расчетов производится анализ уравновешенности рассматриваемого двигателя.

Для достижения этой цели в расчетно-пояснительной записке на формате А3 миллиметровой бумаги необходимо в масштабе вычертить эскиз - схему кривошипно-шатунного механизма. На схеме с использованием теоретических знаний курса следует нанести направления действия всех сил и моментов.

Затем записывается условие уравновешенности двигателя с учетом всех сил и моментов.

Далее производится подсчет значений неуравновешенных сил и моментов для случая нахождения поршня первого цилиндра в ВМТ. Полученные численные значения указываются на схеме.

На следующем этапе проводится анализ и дается оценка конструктивной уравновешенности двигателя.

Затем производится выбор наиболее простых мероприятий для уменьшения или полного устранения действия неуравновешенных сил и моментов.

С учетом предыдущих операций определяются **плоскости установки противовесов, их масса (расчетным путем) и удаление от оси шейки**. Предлагаются и обосновываются различные способы крепления дополнительных масс.

В конце раздела следует отметить преимущества и недостатки выбранного способа уравновешивания с точки зрения его влияния на такие показатели двигателя, как:

- наличие шумов и вибраций при работе;
- долговечность;
- металлоемкость;
- технологичность производства;
- удобство обслуживания и ремонта.

## 7. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Документация курсовой работы должна включать в себя пояснительную записку объемом 20...30 страниц текста формата А4, выполненную рукописным или машинописным способом, и графическую часть - 1 лист формата А1. Оформление документации курсовой работы должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Необходимые разделы пояснительной записки:

1. Титульный лист.
2. Лист задания на курсовую работу.
3. Содержание (оглавление).
4. Введение - 1...2 стр.

Тепловой расчет двигателя, расчет данных и построение индикаторных диаграмм - 7...10 стр.

6. Динамический расчет двигателя - 3...5 стр.
7. Кинематический расчет двигателя, расчет значений перемещения, скорости и ускорения поршня - 2...3 стр.
8. Эскиз (схема) вала и анализ уравновешенности двигателя - 2...4 стр.
9. Выводы - 1...2 стр.
10. Список использованной литературы - 1 стр. (5...10 наименований).

Содержание листа графической части: развернутая и свернутая индикаторные диаграммы, диаграмма фаз газораспределения, графики перемещения, скорости и ускорения поршня, схема одноцилиндрового КШМ с указанием знаков действия сил.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Тракторы и автомобили: учебник [Электронный ресурс] (Высшее образование: Бакалавриат). - ISBN 978-5-16-102818-6 – Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=949464>. - Загл. с экрана. А.В. Богатырев, В.Р. Лехтер. - Москва: ИНФРА-М, 2018. – 425 с.
2. Поливаев, О.И. Теория трактора и автомобиля [Электронный ресурс]: учебник / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург: Лань, 2016. — 232 с. ISBN 978-5-8114-2033-9. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/72994/#1> — Загл. с экрана
3. Кобозев, А.К. Тракторы и автомобили: теория ДВС [Электронный ресурс]: курс лекций / А.К. Кобозев, И.И. Швецов. - Ставрополь: СтГАУ, 2014. - 189 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=514178> — Загл. с экрана
4. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства [Электронный ресурс]: учебник / Г.М. Кутьков. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014 – 506 с.: + Доп. мат. (znanium.com). - (Высшее образование: Бакалавр.). ISBN 978-5-16-006053-8 - Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=359187> — Загл. с экрана
5. Лиханов В.А., Девятьяров Р.Р. Расчет двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие». - 3-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 69 с.
6. Коцарь, Ю.А. Тяговая динамика полноприводных тракторов с шинами равного размера: монография / Ю.А. Коцарь, Г.А. Головащенко, С.В. Плужников // ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2008. – 140 с. – ISBN 978-5-7011-0535-3
7. Зейнетдинов, Р.А. Проектирование автотракторных двигателей: учебное пособие / Р. А. Зейнетдинов, И.Ф. Дьяков, С.В. Ярыгин. - Ульяновск: УлГТУ, 2004. - 168 с. - ISBN 5-89146 – 000-0
8. Шароглазов, Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. - М.: Высшая школа, - 1985. - 312 с.
7. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. - М., 1984. - 335 с.

## **П Р И Л О Ж Е Н И Я**



## ПАРАМЕТРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

| Параметр                     | Марка двигателя |         |       |          |            |              |           |          |             |              |
|------------------------------|-----------------|---------|-------|----------|------------|--------------|-----------|----------|-------------|--------------|
|                              | ЗМЗ-4025.10     | ЗИЛ-645 | Д-245 | ЗМЗ-5234 | ЗИЛ-508.10 | КамАЗ-740.11 | ЯМЗ-238ДЕ | ВАЗ-2112 | ЗМЗ-4062.10 | КамАЗ-740.10 |
| Ход поршня $S$ , мм          | 92              | 115     | 125   | 88       | 95         | 120          | 140       | 71       | 86          | 120          |
| Диаметр цилиндра $D$ , мм    | 92              | 110     | 110   | 92       | 100        | 120          | 130       | 82       | 92          | 120          |
| Литраж двигателя $V_d$ , л   | 2,45            | 8,74    | 4,75  | 4,67     | 5,97       | 10,85        | 14,86     | 1,50     | 2,28        | 10,85        |
| Степень сжатия $\varepsilon$ | 8,2             | 18,5    | 15,1  | 7,6      | 7,1        | 16,5         | 16,0      | 10,5     | 9,3         | 17,0         |
| Фазы газораспределения:      |                 |         |       |          |            |              |           |          |             |              |
| открытие впускного клапана;  | 12              | 11      | 16    | 24       | 31         | 10           | 20        | 29       | 20          | 10           |
| закрытие впускного клапана;  | 60              | 51      | 42    | 64       | 83         | 46           | 46        | 73       | 52          | 46           |
| открытие выпускного клапана; | 54              | 66      | 52    | 50       | 67         | 66           | 66        | 71       | 52          | 66           |
| закрытие выпускного клапана  | 18              | 10      | 18    | 22       | 47         | 10           | 20        | 31       | 20          | 10           |
| $\lambda$                    | 0,295           | 0,280   | 0,276 | 0,282    | 0,257      | 0,270        | 0,267     | 0,290    | 0,273       | 0,270        |
| Масса поршня, кг             | 0,565           |         | 1,67  | 0,565    | 0,895      | 1,95         | 2,85      | 0,405    |             | 2,04         |
| Масса пальца, кг             | 0,148           |         | 0,567 | 0,148    | 0,292      | 0,903        | 1,105     | 0,104    |             | 0,815        |
| Масса шатуна, кг             |                 |         |       | 0,950    | 1,272      |              | 5,000     | 0,770    |             |              |

## ТАБЛИЦЫ ТЕПЛОЕМКОСТЕЙ

Таблица 2

| Наименование газа              | Формулы для определения средних молярных теплоемкостей отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град), для интервала температур 1501...2800 °С |
|--------------------------------|---|
| Азот N <sub>2</sub>            | $\mu_{c_{vN_2}} = 21,951 + 0,001457 \cdot t$  |
| Водород H <sub>2</sub>         | $\mu_{c_{vH_2}} = 19,678 + 0,001758 \cdot t$  |
| Оксид углерода CO              | $\mu_{c_{vCO}} = 22,490 + 0,001430 \cdot t$   |
| Углекислый газ CO <sub>2</sub> | $\mu_{c_{vCO_2}} = 39,123 + 0,003349 \cdot t$   |
| Водяной пар H <sub>2</sub> O   | $\mu_{c_{vH_2O}} = 26,670 + 0,004438 \cdot t$   |

Таблица 3

| Температура, °С | Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α |        |        |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|-----------------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                 | 0,70  | 0,75   | 0,80   | 0,85   | 0,90   | 0,95   | 1,00   | 1,05   | 1,10   | 1,15   | 1,20   | 1,25   |
| 0               | 21,683  | 21,786 | 21,880 | 21,966 | 22,046 | 22,119 | 22,187 | 22,123 | 22,065 | 22,011 | 21,962 | 21,916 |
| 100             | 21,902  | 22,031 | 22,149 | 22,257 | 22,356 | 22,448 | 22,533 | 22,457 | 22,388 | 22,325 | 22,266 | 22,216 |
| 200             | 22,140  | 22,292 | 22,431 | 22,559 | 22,676 | 22,784 | 22,885 | 22,796 | 22,722 | 22,650 | 22,584 | 22,523 |
| 300             | 22,445  | 22,618 | 22,776 | 22,921 | 23,055 | 23,173 | 23,293 | 23,200 | 23,115 | 23,036 | 22,964 | 22,898 |
| 400             | 22,777  | 22,968 | 23,143 | 23,303 | 23,450 | 23,586 | 23,712 | 23,613 | 23,521 | 23,437 | 23,360 | 23,289 |
| 500             | 23,138  | 23,345 | 23,534 | 23,707 | 23,867 | 24,014 | 24,150 | 24,045 | 23,948 | 23,859 | 23,777 | 23,702 |
| 600             | 23,507  | 23,727 | 23,929 | 24,113 | 24,284 | 24,440 | 24,586 | 24,475 | 24,373 | 24,280 | 24,193 | 24,114 |
| 700             | 23,882  | 24,115 | 24,328 | 24,523 | 24,702 | 24,868 | 25,021 | 24,905 | 24,798 | 24,700 | 24,610 | 24,527 |
| 800             | 24,249  | 24,493 | 24,715 | 24,919 | 25,107 | 25,280 | 25,441 | 25,319 | 25,208 | 25,106 | 25,012 | 24,925 |
| 900             | 24,608  | 24,861 | 25,092 | 25,304 | 25,500 | 25,680 | 25,847 | 25,720 | 25,604 | 25,498 | 25,400 | 25,309 |
| 1000            | 24,949  | 25,211 | 25,449 | 25,668 | 25,870 | 26,056 | 26,229 | 26,098 | 25,977 | 25,867 | 25,766 | 25,672 |
| 1100            | 25,276  | 25,545 | 25,791 | 26,016 | 26,224 | 26,415 | 26,593 | 26,457 | 26,333 | 26,219 | 26,114 | 26,016 |
| 1200            | 25,590  | 25,866 | 26,118 | 26,349 | 26,562 | 26,758 | 26,940 | 26,800 | 26,672 | 26,554 | 26,446 | 26,345 |
| 1300            | 25,887  | 26,168 | 26,426 | 26,662 | 26,879 | 27,080 | 27,265 | 27,121 | 26,989 | 26,868 | 26,757 | 26,653 |
| 1400            | 26,099  | 26,456 | 26,719 | 26,959 | 27,180 | 27,385 | 27,574 | 27,426 | 27,291 | 27,166 | 27,051 | 26,945 |
| 1500            | 26,436  | 26,728 | 26,995 | 27,240 | 27,465 | 27,673 | 27,866 | 27,714 | 27,575 | 27,447 | 27,330 | 27,221 |
| 1600            | 26,685  | 26,982 | 27,253 | 27,501 | 27,729 | 27,941 | 28,136 | 27,981 | 27,836 | 27,708 | 27,588 | 27,477 |
| 1700            | 26,924  | 27,225 | 27,499 | 27,751 | 27,983 | 28,197 | 28,395 | 28,236 | 28,091 | 27,958 | 27,835 | 27,722 |
| 1800            | 27,147  | 27,451 | 27,728 | 27,983 | 28,218 | 28,434 | 28,634 | 28,473 | 28,324 | 28,188 | 28,063 | 27,948 |
| 1900            | 27,359  | 27,667 | 27,948 | 28,205 | 28,442 | 28,661 | 28,836 | 28,698 | 28,548 | 28,409 | 28,282 | 28,164 |
| 2000            | 27,559  | 27,870 | 28,153 | 28,413 | 28,652 | 28,873 | 29,078 | 28,910 | 28,757 | 28,616 | 28,487 | 28,367 |
| 2100            | 27,752  | 28,065 | 28,351 | 28,613 | 28,854 | 29,077 | 29,283 | 29,113 | 28,958 | 28,815 | 28,684 | 28,562 |
| 2200            | 27,935  | 28,251 | 28,539 | 28,803 | 29,046 | 29,270 | 29,478 | 29,306 | 29,148 | 29,004 | 28,870 | 28,747 |
| 2300            | 28,104  | 28,422 | 28,712 | 28,978 | 29,223 | 29,449 | 29,658 | 29,484 | 29,324 | 29,177 | 29,042 | 28,917 |
| 2400            | 28,268  | 28,588 | 28,879 | 29,147 | 29,394 | 29,621 | 29,832 | 29,655 | 29,494 | 29,345 | 29,209 | 29,082 |
| 2500            | 28,422  | 28,744 | 29,037 | 29,305 | 29,553 | 29,782 | 29,993 | 29,815 | 29,652 | 29,502 | 29,364 | 29,236 |
| 2600            | 28,570  | 28,892 | 29,187 | 29,458 | 29,706 | 29,936 | 30,149 | 29,969 | 29,804 | 29,653 | 29,513 | 29,384 |
| 2700            | 28,711  | 29,036 | 29,332 | 29,604 | 29,854 | 30,085 | 30,298 | 30,116 | 29,950 | 29,797 | 29,657 | 29,527 |
| 2800            | 28,847  | 29,173 | 29,470 | 29,743 | 29,994 | 30,226 | 30,440 | 30,257 | 30,090 | 29,936 | 29,794 | 29,663 |

Таблица 4

| Температура,<br>°С | Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания,<br>кДж/(кмоль·град), дизельного топлива при $\alpha$ |        |        |        |        |        |        |        |        |        |        |        |
|--------------------|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                    | 1.0  | 1.1    | 1.2    | 1.3    | 1.4    | 1.5    | 1.6    | 1.8    | 2.0    | 2.2    | 2.4    | 2.6    |
| 0                  | 22.184   | 22.061 | 21.958 | 21.870 | 21.794 | 21.728 | 21.670 | 21.572 | 21.493 | 21.428 | 21.374 | 21.328 |
| 100                | 22.545   | 22.398 | 22.275 | 22.169 | 22.078 | 21.999 | 21.929 | 21.812 | 21.717 | 21.640 | 21.574 | 21.519 |
| 200                | 22.908   | 22.742 | 22.602 | 22.482 | 22.379 | 22.289 | 22.210 | 22.077 | 21.970 | 21.882 | 21.808 | 21.745 |
| 300                | 23.324   | 23.142 | 22.989 | 22.858 | 22.745 | 22.647 | 22.560 | 22.415 | 22.300 | 22.202 | 22.121 | 22.052 |
| 400                | 23.750   | 23.554 | 23.390 | 23.249 | 23.128 | 23.022 | 22.930 | 22.774 | 22.648 | 22.544 | 22.457 | 22.384 |
| 500                | 24.192   | 23.985 | 23.811 | 23.662 | 23.533 | 23.421 | 23.322 | 23.157 | 23.023 | 22.914 | 22.822 | 22.743 |
| 600                | 24.631   | 24.413 | 24.229 | 24.073 | 23.937 | 23.819 | 23.716 | 23.541 | 23.401 | 23.285 | 23.188 | 23.106 |
| 700                | 25.069   | 24.840 | 24.648 | 24.484 | 24.342 | 24.218 | 24.109 | 23.927 | 23.780 | 23.659 | 23.557 | 23.471 |
| 800                | 25.490   | 25.251 | 25.050 | 24.879 | 24.731 | 24.602 | 24.488 | 24.298 | 24.144 | 24.018 | 23.912 | 23.822 |
| 900                | 25.896   | 25.648 | 25.439 | 25.261 | 25.107 | 24.973 | 24.855 | 24.657 | 24.487 | 24.366 | 24.256 | 24.162 |
| 1000               | 26.278   | 26.021 | 25.804 | 25.620 | 25.460 | 25.321 | 25.199 | 24.993 | 24.828 | 24.692 | 24.578 | 24.481 |
| 1100               | 26.641   | 26.375 | 26.151 | 25.960 | 25.795 | 25.652 | 25.525 | 25.313 | 25.142 | 25.001 | 24.883 | 24.783 |
| 1200               | 26.987   | 26.713 | 26.482 | 26.286 | 26.116 | 25.967 | 25.837 | 25.618 | 25.442 | 25.296 | 25.175 | 25.071 |
| 1300               | 27.311   | 27.029 | 26.792 | 26.589 | 26.415 | 26.262 | 26.128 | 25.903 | 25.722 | 25.572 | 25.447 | 25.341 |
| 1400               | 27.618   | 27.328 | 27.085 | 26.877 | 26.698 | 26.541 | 26.404 | 26.173 | 25.986 | 25.833 | 25.705 | 25.596 |
| 1500               | 27.907   | 27.610 | 27.361 | 27.148 | 26.965 | 26.805 | 26.664 | 26.427 | 26.237 | 26.080 | 25.948 | 25.836 |
| 1600               | 28.175   | 27.873 | 27.618 | 27.400 | 27.212 | 27.049 | 26.905 | 26.663 | 26.468 | 26.308 | 26.173 | 26.059 |
| 1700               | 28.432   | 28.123 | 27.863 | 27.641 | 27.449 | 27.282 | 27.135 | 26.888 | 26.690 | 26.526 | 26.389 | 26.272 |
| 1800               | 28.669   | 28.354 | 28.089 | 27.863 | 27.668 | 27.497 | 27.348 | 27.096 | 26.894 | 26.727 | 26.587 | 26.469 |
| 1900               | 28.895   | 28.575 | 28.305 | 28.076 | 27.877 | 27.704 | 27.552 | 27.296 | 27.090 | 26.921 | 26.781 | 26.658 |
| 2000               | 29.107   | 28.782 | 28.508 | 28.275 | 28.073 | 27.898 | 27.743 | 27.483 | 27.274 | 27.102 | 26.958 | 26.835 |
| 2100               | 29.310   | 28.980 | 28.703 | 28.466 | 28.262 | 28.083 | 27.926 | 27.663 | 27.451 | 27.276 | 27.130 | 27.005 |
| 2200               | 29.503   | 29.169 | 28.888 | 28.648 | 28.441 | 28.260 | 28.101 | 27.834 | 27.619 | 27.442 | 27.294 | 27.168 |
| 2300               | 29.680   | 29.342 | 29.057 | 28.815 | 28.605 | 28.422 | 28.261 | 27.991 | 27.774 | 27.595 | 27.444 | 27.317 |
| 2400               | 29.851   | 29.510 | 29.222 | 28.976 | 28.764 | 28.580 | 28.417 | 28.144 | 27.924 | 27.743 | 27.591 | 27.462 |
| 2500               | 30.011   | 29.666 | 29.375 | 29.127 | 28.913 | 28.726 | 28.562 | 28.286 | 28.064 | 27.881 | 27.728 | 27.598 |
| 2600               | 30.164   | 29.816 | 29.523 | 29.272 | 29.056 | 28.868 | 28.702 | 28.424 | 28.199 | 28.015 | 27.860 | 27.729 |
| 2700               | 30.311   | 29.960 | 29.664 | 29.412 | 29.194 | 29.004 | 28.837 | 28.557 | 28.331 | 28.144 | 27.988 | 27.856 |
| 2800               | 30.451   | 30.097 | 29.799 | 29.546 | 29.326 | 29.135 | 28.966 | 28.684 | 28.456 | 28.269 | 28.111 | 27.978 |

**ПРЕДЕЛЫ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО  
ЦИКЛА И ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ  
РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ**

| Параметр           | Тип двигателя      |                   |               |                    |
|--------------------|--------------------|-------------------|---------------|--------------------|
|                    | Дизель без наддува | Дизель с наддувом | Карбюраторный | С впрыском топлива |
| $p_{a2}$ , МПа     | 0,075...0,092      |                   | 0,075...0,090 | -                  |
| $T_{a2}$ , К       | 310...350          | 320...340         | 340...390     | 320...370          |
| $\Delta T$         | 10°...40°          | -5°...+10°        | 0°...20°      |                    |
| $\gamma_r$         | 0,02...0,05        |                   | 0,04...0,10   |                    |
| $\eta_v$           | 0,8...0,94         | 0,8...0,97        | 0,7...0,9     | 0,8...0,96         |
| $p_{c2}$ , МПа     | 3,5...5,50         | -                 | 0,9...2,0     | 1,0...2,5          |
| $T_{c2}$ , К       | 700...900          | -                 | 600...800     | -                  |
| $p_{z2}$ , МПа     | 5,0...12,0         | -                 | 3,5...7,5     |                    |
| $p_{z/d2}$ , МПа   | -                  | -                 | 3,0...6,5     |                    |
| $T_{z2}$ , К       | 1800...2300        | -                 | 2400...3100   |                    |
| $p_{b2}$ , МПа     | 0,25...0,50        |                   | 0,35...0,60   |                    |
| $T_{b2}$ , К       | 1000...1200        |                   | 1200...1700   |                    |
| $p_{i2}$ , МПа     | 0,7...1,1          | До 2,2            | 0,6...1,4     |                    |
| $\eta_i$           | 0,4...0,5          |                   | 0,3...0,4     | 0,35...0,45        |
| $g_i$ , г/кВт·ч    | 170...210          |                   | 210...275     | 180...230          |
| $\eta_m$           | 0,7...0,82         | 0,8...0,9         | 0,75...0,92   |                    |
| $p_{c2}$ , МПа     | 0,65...0,85        | До 2,0            | 0,6...1,1     | До 1,3             |
| $\eta_c$           | 0,28...0,35        | 0,35...0,42       | 0,25...0,38   |                    |
| $g_{e2}$ , г/кВт·ч | 200...235          |                   | 230...310     | 200...290          |

| φ   | Значения $(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi)$ при λ |        |        |        |        |        |        |        | φ   |
|-----|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----|
|     | 0,24  | 0,25   | 0,26   | 0,27   | 0,28   | 0,29   | 0,30   | 0,31   |     |
| 0   | 0,0000  | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 360 |
| 10  | 0,0188  | 0,0190 | 0,0191 | 0,0193 | 0,0194 | 0,0196 | 0,0197 | 0,0199 | 350 |
| 20  | 0,0743  | 0,0749 | 0,0755 | 0,0761 | 0,0767 | 0,0773 | 0,0779 | 0,0784 | 340 |
| 30  | 0,1640  | 0,1653 | 0,1665 | 0,1678 | 0,1690 | 0,1703 | 0,1715 | 0,1728 | 330 |
| 40  | 0,2836  | 0,2857 | 0,2877 | 0,2898 | 0,2918 | 0,2939 | 0,2960 | 0,2980 | 320 |
| 50  | 0,4276  | 0,4306 | 0,4335 | 0,4364 | 0,4394 | 0,4423 | 0,4452 | 0,4482 | 310 |
| 60  | 0,5900  | 0,5938 | 0,5975 | 0,6013 | 0,6050 | 0,6088 | 0,6125 | 0,6163 | 300 |
| 70  | 0,7640  | 0,7684 | 0,7728 | 0,7772 | 0,7816 | 0,7860 | 0,7905 | 0,7949 | 290 |
| 80  | 0,9428  | 0,9476 | 0,9525 | 0,9573 | 0,9600 | 0,9670 | 0,9719 | 0,9767 | 280 |
| 90  | 1,1200  | 1,1250 | 1,1300 | 1,1355 | 1,1400 | 1,1450 | 1,1500 | 1,1550 | 270 |
| 100 | 1,2900  | 1,2948 | 1,2997 | 1,3045 | 1,3094 | 1,3142 | 1,3191 | 1,3239 | 260 |
| 110 | 1,4480  | 1,4524 | 1,4568 | 1,4612 | 1,4656 | 1,4700 | 1,4745 | 1,4789 | 250 |
| 120 | 1,5900  | 1,5938 | 1,5975 | 1,6013 | 1,6050 | 1,6088 | 1,6125 | 1,6163 | 240 |
| 130 | 1,7132  | 1,7162 | 1,7191 | 1,7220 | 1,7250 | 1,7279 | 1,7308 | 1,7338 | 230 |
| 140 | 1,8156  | 1,8177 | 1,8197 | 1,8218 | 1,8238 | 1,8259 | 1,8280 | 1,8300 | 220 |
| 150 | 1,8960  | 1,8973 | 1,8985 | 1,8000 | 1,9010 | 1,9023 | 1,9035 | 1,9048 | 210 |
| 160 | 1,9537  | 1,9543 | 1,9549 | 1,9555 | 1,9561 | 1,9567 | 1,9573 | 1,9578 | 200 |
| 170 | 1,9884  | 1,9886 | 1,9887 | 1,9889 | 1,9890 | 1,9892 | 1,9893 | 1,9895 | 190 |
| 180 | 2,0000  | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 2,0000 | 180 |

| φ   | Знак | Значения $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi)$ при λ |        |        |        |        |        |        |        | Знак | φ   |
|-----|------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|------|-----|
|     |      | 0,24  | 0,25   | 0,26   | 0,27   | 0,28   | 0,29   | 0,30   | 0,31   |      |     |
| 0   | +    | 0,0000  | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | -    | 360 |
| 10  | +    | 0,2146  | 0,2164 | 0,2181 | 0,2198 | 0,2215 | 0,2232 | 0,2240 | 0,2266 | -    | 350 |
| 20  | +    | 0,4191  | 0,4224 | 0,4256 | 0,4288 | 0,4320 | 0,4352 | 0,4384 | 0,4416 | -    | 340 |
| 30  | +    | 0,6039  | 0,6083 | 0,6126 | 0,6169 | 0,6212 | 0,6256 | 0,6299 | 0,6342 | -    | 330 |
| 40  | +    | 0,7610  | 0,7659 | 0,7708 | 0,7757 | 0,7807 | 0,7856 | 0,7905 | 0,7954 | -    | 320 |
| 50  | +    | 0,8842  | 0,8891 | 0,8940 | 0,8989 | 0,9039 | 0,9088 | 0,9137 | 0,9186 | -    | 310 |
| 60  | +    | 0,9699  | 0,9743 | 0,9786 | 0,9829 | 0,9872 | 0,9916 | 0,9959 | 1,0002 | -    | 300 |
| 70  | +    | 1,0168  | 1,0201 | 1,0233 | 1,0265 | 1,0297 | 1,0329 | 1,0361 | 1,0393 | -    | 290 |
| 80  | +    | 1,0258  | 1,0276 | 1,0293 | 1,0310 | 1,0327 | 1,0344 | 1,0361 | 1,0378 | -    | 280 |
| 90  | +    | 1,0000  | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | 1,0000 | -    | 270 |
| 100 | +    | 0,9438  | 0,9420 | 0,9403 | 0,9386 | 0,9369 | 0,9352 | 0,9335 | 0,9300 | -    | 260 |
| 110 | +    | 0,8626  | 0,8593 | 0,8561 | 0,8529 | 0,8497 | 0,8465 | 0,8433 | 0,8401 | -    | 250 |
| 120 | +    | 0,7621  | 0,7577 | 0,7534 | 0,7491 | 0,7448 | 0,7404 | 0,7361 | 0,7318 | -    | 240 |
| 130 | +    | 0,6478  | 0,6429 | 0,6380 | 0,6331 | 0,6281 | 0,6232 | 0,6183 | 0,6134 | -    | 230 |
| 140 | +    | 0,5246  | 0,5197 | 0,5148 | 0,5099 | 0,5049 | 0,5000 | 0,4951 | 0,4902 | -    | 220 |
| 150 | +    | 0,3961  | 0,3917 | 0,3874 | 0,3831 | 0,3788 | 0,3744 | 0,3701 | 0,3658 | -    | 210 |
| 160 | +    | 0,2649  | 0,2616 | 0,2581 | 0,2552 | 0,2520 | 0,2488 | 0,2456 | 0,2424 | -    | 200 |
| 170 | +    | 0,1326  | 0,1308 | 0,1291 | 0,1274 | 0,1257 | 0,1240 | 0,1223 | 0,1206 | -    | 190 |
| 180 | +    | 0,0000  | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | -    | 180 |

| φ   | Знак | Значения ( $\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi$ ) при λ |        |        |        |        |        |        |        | Знак | φ   |
|-----|------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|------|-----|
|     |      | 0,24  | 0,25   | 0,26   | 0,27   | 0,28   | 0,29   | 0,30   | 0,31   |      |     |
| 0   | +    | 1,2400  | 1,2500 | 1,2500 | 1,2700 | 1,2800 | 1,2900 | 1,3000 | 1,3100 | +    | 360 |
| 10  | +    | 1,2103  | 1,2197 | 1,2197 | 1,2385 | 1,2479 | 1,2573 | 1,2667 | 1,2761 | +    | 350 |
| 20  | +    | 1,1235  | 1,1312 | 1,1312 | 1,1465 | 1,1542 | 1,1618 | 1,1695 | 1,1772 | +    | 340 |
| 30  | +    | 0,9860  | 0,9910 | 0,9910 | 1,0010 | 1,0060 | 1,0110 | 1,0160 | 1,2100 | +    | 330 |
| 40  | +    | 0,8077  | 0,8094 | 0,8094 | 0,8129 | 0,8146 | 0,8163 | 0,8181 | 0,8198 | +    | 320 |
| 50  | +    | 0,6011  | 0,5994 | 0,5994 | 0,5959 | 0,5942 | 0,5925 | 0,5907 | 0,5890 | +    | 310 |
| 60  | +    | 0,3800  | 0,3750 | 0,3700 | 0,3650 | 0,3600 | 0,3550 | 0,3500 | 0,3450 | +    | 300 |
| 70  | +    | 0,1582  | 0,1505 | 0,1505 | 0,1352 | 0,1275 | 0,1199 | 0,1122 | 0,1045 | +    | 290 |
| 80  | -    | 0,0519  | 0,0613 | 0,0613 | 0,0801 | 0,0895 | 0,0989 | 0,1083 | 0,1177 | -    | 280 |
| 90  | -    | 0,2400  | 0,2500 | 0,2500 | 0,2700 | 0,2800 | 0,2900 | 0,3000 | 0,3100 | -    | 270 |
| 100 | -    | 0,3991  | 0,4085 | 0,4085 | 0,4273 | 0,4367 | 0,4461 | 0,4555 | 0,4649 | -    | 260 |
| 110 | -    | 0,5258  | 0,5335 | 0,5335 | 0,5488 | 0,5565 | 0,5641 | 0,5718 | 0,5795 | -    | 250 |
| 120 | -    | 0,6200  | 0,6250 | 0,6250 | 0,6350 | 0,6400 | 0,6450 | 0,6500 | 0,6550 | -    | 240 |
| 130 | -    | 0,6845  | 0,6862 | 0,6862 | 0,6897 | 0,6914 | 0,6931 | 0,6949 | 0,6966 | -    | 230 |
| 140 | -    | 0,7243  | 0,7226 | 0,7226 | 0,7191 | 0,7174 | 0,7157 | 0,7139 | 0,7122 | -    | 220 |
| 150 | -    | 0,7460  | 0,7410 | 0,7410 | 0,7310 | 0,7260 | 0,7210 | 0,7160 | 0,7110 | -    | 210 |
| 160 | -    | 0,7559  | 0,7482 | 0,7482 | 0,7329 | 0,7252 | 0,7176 | 0,7099 | 0,7022 | -    | 200 |
| 170 | -    | 0,7593  | 0,7499 | 0,7499 | 0,7311 | 0,7217 | 0,7123 | 0,7029 | 0,6935 | -    | 190 |
| 180 | -    | 0,7600  | 0,7500 | 0,7500 | 0,7300 | 0,7200 | 0,7100 | 0,7000 | 0,6900 | -    | 180 |

| φ   | Знак | Значения $tg\beta$ при $\lambda$ |       |       |       |       |       |       |       | Знак | φ   |
|-----|------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-----|
|     |      | 0,24                             | 0,25  | 0,26  | 0,27  | 0,28  | 0,29  | 0,30  | 0,31  |      |     |
| 0   | +    | 0,000                            | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | -    | 360 |
| 10  | +    | 0,042                            | 0,043 | 0,045 | 0,047 | 0,049 | 0,050 | 0,052 | 0,054 | -    | 350 |
| 20  | +    | 0,082                            | 0,086 | 0,089 | 0,093 | 0,096 | 0,100 | 0,103 | 0,106 | -    | 340 |
| 30  | +    | 0,121                            | 0,126 | 0,131 | 0,136 | 0,141 | 0,146 | 0,151 | 0,156 | -    | 330 |
| 40  | +    | 0,156                            | 0,162 | 0,169 | 0,176 | 0,182 | 0,189 | 0,196 | 0,202 | -    | 320 |
| 50  | +    | 0,186                            | 0,194 | 0,202 | 0,210 | 0,218 | 0,226 | 0,234 | 0,243 | -    | 310 |
| 60  | +    | 0,211                            | 0,220 | 0,230 | 0,239 | 0,248 | 0,257 | 0,267 | 0,276 | -    | 300 |
| 70  | +    | 0,230                            | 0,210 | 0,250 | 0,260 | 0,270 | 0,280 | 0,291 | 0,301 | -    | 290 |
| 80  | +    | 0,241                            | 0,252 | 0,263 | 0,273 | 0,284 | 0,295 | 0,306 | 0,316 | -    | 280 |
| 90  | +    | 0,245                            | 0,256 | 0,267 | 0,278 | 0,289 | 0,300 | 0,311 | 0,322 | -    | 270 |
| 100 | +    | 0,241                            | 0,252 | 0,263 | 0,273 | 0,284 | 0,290 | 0,306 | 0,316 | -    | 260 |
| 110 | +    | 0,230                            | 0,240 | 0,250 | 0,260 | 0,270 | 0,280 | 0,291 | 0,301 | -    | 250 |
| 120 | +    | 0,211                            | 0,220 | 0,230 | 0,239 | 0,248 | 0,257 | 0,267 | 0,276 | -    | 240 |
| 130 | +    | 0,119                            | 0,194 | 0,202 | 0,210 | 0,218 | 0,226 | 0,234 | 0,243 | -    | 230 |
| 140 | +    | 0,156                            | 0,162 | 0,169 | 0,176 | 0,182 | 0,189 | 0,196 | 0,202 | -    | 220 |
| 150 | +    | 0,121                            | 0,126 | 0,131 | 0,136 | 0,141 | 0,146 | 0,151 | 0,000 | -    | 210 |
| 160 | +    | 0,082                            | 0,086 | 0,089 | 0,093 | 0,096 | 0,100 | 0,103 | 0,106 | -    | 200 |
| 170 | +    | 0,042                            | 0,043 | 0,045 | 0,047 | 0,049 | 0,050 | 0,052 | 0,054 | -    | 190 |
| 180 | +    | 0,000                            | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | 0,000 | -    | 180 |

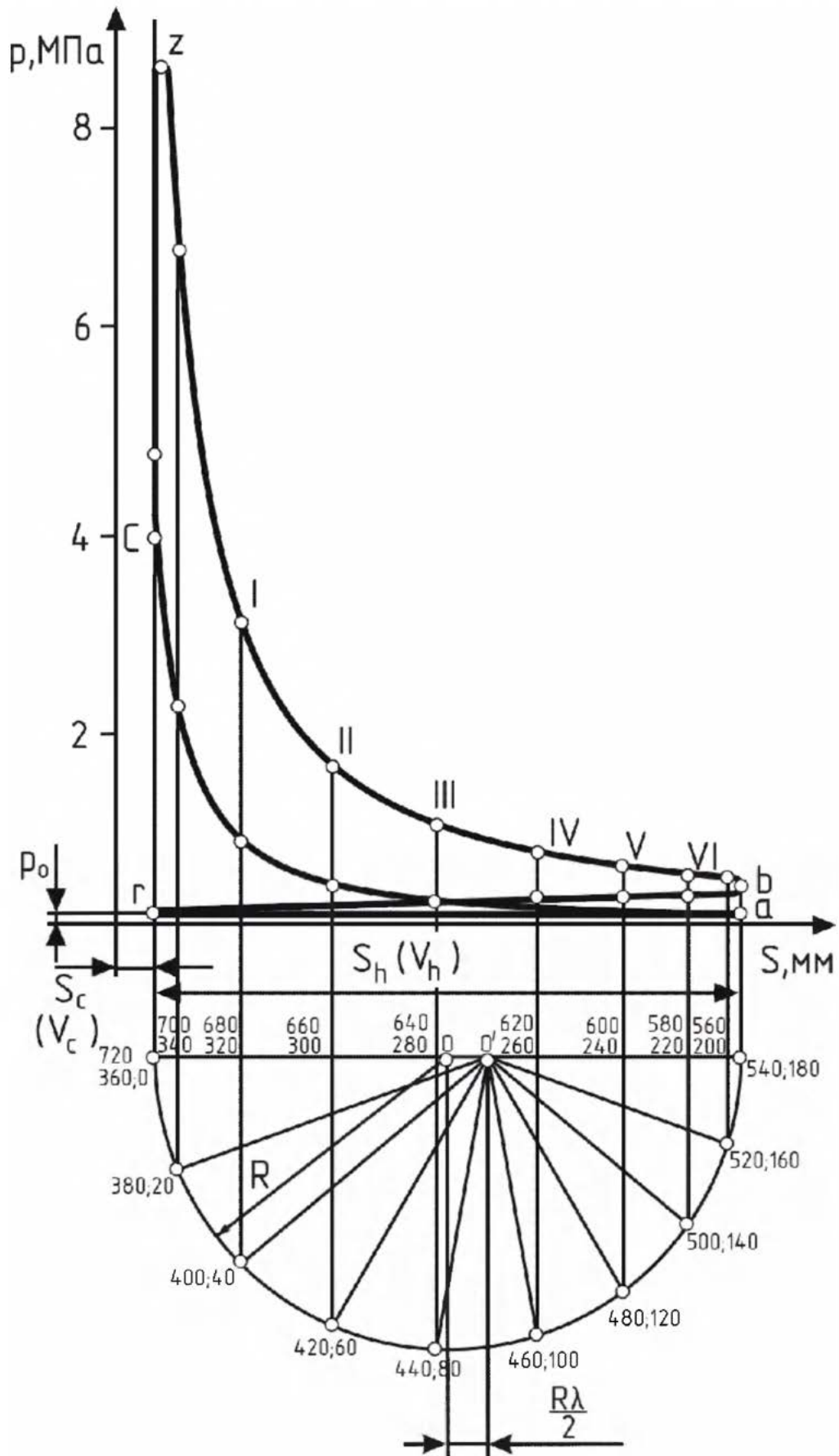


| φ   | Знак | Значения $\frac{1}{\cos \beta}$ при λ |       |       |       |       |       |       |       | Знак | φ   |
|-----|------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-----|
|     |      | 0,24                                  | 0,25  | 0,26  | 0,27  | 0,28  | 0,29  | 0,30  | 0,31  |      |     |
| 0   | +    | 1,000                                 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | +    | 360 |
| 10  | +    | 1,001                                 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | +    | 350 |
| 20  | +    | 1,003                                 | 1,004 | 1,004 | 1,004 | 1,005 | 1,005 | 1,005 | 1,006 | +    | 340 |
| 30  | +    | 0,007                                 | 1,008 | 1,009 | 1,009 | 1,010 | 1,011 | 1,011 | 1,012 | +    | 330 |
| 40  | +    | 1,012                                 | 1,013 | 1,014 | 1,015 | 1,016 | 1,018 | 1,019 | 1,020 | +    | 320 |
| 50  | +    | 1,017                                 | 1,019 | 1,020 | 1,022 | 1,024 | 1,025 | 1,027 | 1,029 | +    | 310 |
| 60  | +    | 1,022                                 | 1,024 | 1,026 | 1,028 | 1,030 | 1,032 | 1,035 | 1,037 | +    | 300 |
| 70  | +    | 1,026                                 | 1,028 | 1,031 | 1,033 | 1,036 | 1,039 | 1,041 | 1,044 | +    | 290 |
| 80  | +    | 1,029                                 | 1,031 | 1,034 | 1,037 | 1,040 | 1,043 | 1,046 | 1,049 | +    | 280 |
| 90  | +    | 1,030                                 | 1,032 | 1,035 | 1,038 | 1,041 | 1,044 | 1,047 | 1,050 | +    | 270 |
| 100 | +    | 1,029                                 | 1,031 | 1,034 | 1,037 | 1,040 | 1,043 | 1,046 | 1,049 | +    | 260 |
| 110 | +    | 1,026                                 | 1,020 | 1,031 | 1,033 | 1,036 | 1,039 | 1,041 | 1,044 | +    | 250 |
| 120 | +    | 1,022                                 | 1,024 | 1,026 | 1,028 | 1,030 | 1,032 | 1,035 | 1,037 | +    | 240 |
| 130 | +    | 1,017                                 | 1,019 | 1,020 | 1,022 | 1,024 | 1,025 | 1,027 | 1,029 | +    | 230 |
| 140 | +    | 1,012                                 | 1,013 | 1,014 | 1,015 | 1,016 | 1,018 | 1,019 | 1,020 | +    | 220 |
| 150 | +    | 1,007                                 | 1,008 | 1,009 | 1,009 | 1,010 | 1,011 | 1,011 | 1,012 | +    | 210 |
| 160 | +    | 1,003                                 | 1,004 | 1,004 | 1,004 | 1,005 | 1,005 | 1,005 | 1,006 | +    | 200 |
| 170 | +    | 1,001                                 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | 1,001 | +    | 190 |
| 180 | +    | 1,000                                 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | +    | 180 |

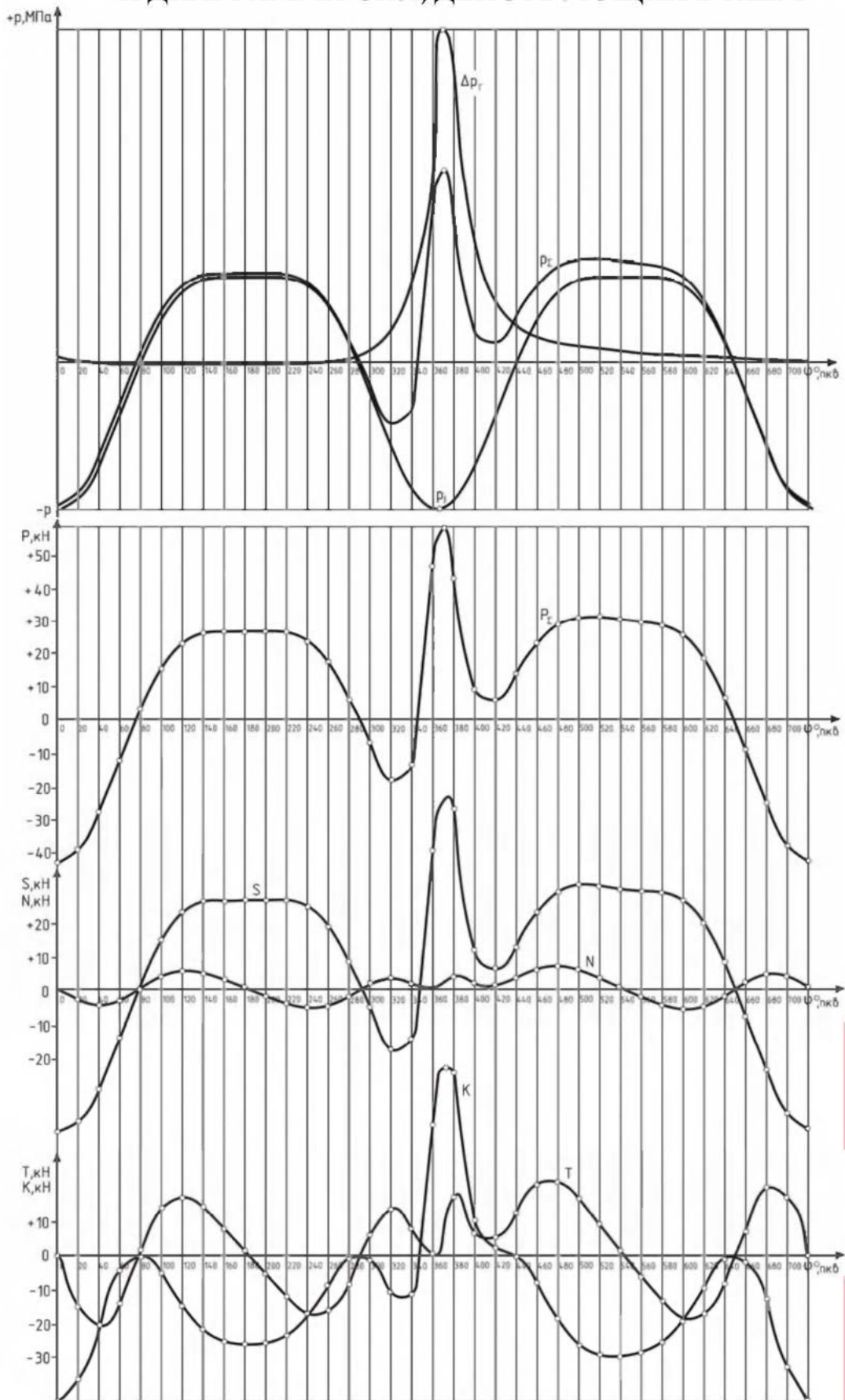
| φ   | Знак | Значения $\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ |       |       |       |       |       |       |       | Знак | φ   |
|-----|------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-----|
|     |      | 0,24  | 0,25  | 0,26  | 0,27  | 0,28  | 0,29  | 0,30  | 0,31  |      |     |
| 0   | +    | 1,000   | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | +    | 360 |
| 10  | +    | 0,978   | 0,977 | 0,977 | 0,977 | 0,976 | 0,976 | 0,975 | 0,975 | +    | 350 |
| 20  | +    | 0,912   | 0,910 | 0,909 | 0,908 | 0,907 | 0,906 | 0,905 | 0,903 | +    | 340 |
| 30  | +    | 0,806   | 0,803 | 0,801 | 0,798 | 0,795 | 0,793 | 0,790 | 0,788 | +    | 330 |
| 40  | +    | 0,666   | 0,662 | 0,657 | 0,653 | 0,649 | 0,645 | 0,640 | 0,636 | +    | 320 |
| 50  | +    | 0,500   | 0,494 | 0,488 | 0,482 | 0,476 | 0,469 | 0,463 | 0,457 | +    | 310 |
| 60  | +    | 0,317   | 0,309 | 0,301 | 0,293 | 0,285 | 0,277 | 0,269 | 0,261 | +    | 300 |
| 70  | +    | 0,126   | 0,117 | 0,107 | 0,098 | 0,088 | 0,078 | 0,069 | 0,059 | +    | 290 |
| 80  | -    | 0,064   | 0,075 | 0,085 | 0,095 | 0,106 | 0,117 | 0,127 | 0,138 | -    | 280 |
| 90  | -    | 0,245   | 0,256 | 0,267 | 0,278 | 0,289 | 0,300 | 0,311 | 0,322 | -    | 270 |
| 100 | -    | 0,411   | 0,422 | 0,432 | 0,443 | 0,453 | 0,494 | 0,475 | 0,485 | -    | 260 |
| 110 | -    | 0,558   | 0,568 | 0,577 | 0,586 | 0,596 | 0,606 | 0,615 | 0,625 | -    | 250 |
| 120 | -    | 0,683   | 0,691 | 0,699 | 0,707 | 0,715 | 0,723 | 0,731 | 0,739 | -    | 240 |
| 130 | -    | 0,785   | 0,792 | 0,798 | 0,804 | 0,810 | 0,816 | 0,822 | 0,829 | -    | 230 |
| 140 | -    | 0,866   | 0,870 | 0,870 | 0,879 | 0,883 | 0,887 | 0,892 | 0,896 | -    | 220 |
| 150 | -    | 0,926   | 0,929 | 0,931 | 0,934 | 0,937 | 0,939 | 0,942 | 0,944 | -    | 210 |
| 160 | -    | 0,968   | 0,969 | 0,970 | 0,971 | 0,973 | 0,974 | 0,975 | 0,976 | -    | 200 |
| 170 | -    | 0,992   | 0,992 | 0,993 | 0,993 | 0,993 | 0,994 | 0,994 | 0,994 | -    | 190 |
| 180 | -    | 1,000   | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | -    | 180 |

| φ   | Знак | Значения $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ при λ |       |       |       |       |       |       |       | Знак | φ   |
|-----|------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-----|
|     |      | 0,24  | 0,25  | 0,26  | 0,27  | 0,28  | 0,29  | 0,30  | 0,31  |      |     |
| 0   | +    | 0   | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | -    | 360 |
| 10  | +    | 0,215   | 0,216 | 0,218 | 0,220 | 0,221 | 0,223 | 0,225 | 0,227 | -    | 350 |
| 20  | +    | 0,419   | 0,423 | 0,426 | 0,429 | 0,432 | 0,436 | 0,439 | 0,442 | -    | 340 |
| 30  | +    | 0,605   | 0,609 | 0,613 | 0,618 | 0,622 | 0,627 | 0,631 | 0,636 | -    | 330 |
| 40  | +    | 0,762   | 0,767 | 0,772 | 0,777 | 0,782 | 0,788 | 0,793 | 0,798 | -    | 320 |
| 50  | +    | 0,886   | 0,891 | 0,896 | 0,901 | 0,906 | 0,912 | 0,917 | 0,922 | -    | 310 |
| 60  | +    | 0,972   | 0,976 | 0,981 | 0,985 | 0,990 | 0,995 | 0,900 | 1,004 | -    | 300 |
| 70  | +    | 1,018   | 1,022 | 1,025 | 1,029 | 1,032 | 1,035 | 1,039 | 1,043 | -    | 290 |
| 80  | +    | 1,027   | 1,029 | 1,030 | 1,032 | 1,034 | 1,036 | 1,038 | 1,040 | -    | 280 |
| 90  | +    | 1,000   | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | 1,000 | -    | 270 |
| 100 | +    | 0,943   | 0,941 | 0,939 | 0,937 | 0,936 | 0,934 | 0,932 | 0,930 | -    | 260 |
| 110 | +    | 0,861   | 0,858 | 0,854 | 0,851 | 0,847 | 0,844 | 0,840 | 0,837 | -    | 250 |
| 120 | +    | 0,760   | 0,756 | 0,751 | 0,747 | 0,742 | 0,737 | 0,733 | 0,728 | -    | 240 |
| 130 | +    | 0,646   | 0,641 | 0,636 | 0,631 | 0,626 | 0,620 | 0,615 | 0,610 | -    | 230 |
| 140 | +    | 0,524   | 0,519 | 0,513 | 0,508 | 0,503 | 0,498 | 0,493 | 0,488 | -    | 220 |
| 150 | +    | 0,395   | 0,391 | 0,387 | 0,382 | 0,378 | 0,373 | 0,369 | 0,360 | -    | 210 |
| 160 | +    | 0,265   | 0,261 | 0,258 | 0,255 | 0,252 | 0,248 | 0,245 | 0,242 | -    | 200 |
| 170 | +    | 0,133   | 0,131 | 0,129 | 0,127 | 0,126 | 0,124 | 0,122 | 0,121 | -    | 190 |
| 180 | +    | 0   | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     | -    | 180 |

## СВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА ДВИГАТЕЛЯ



## РАЗВЕРНУТАЯ ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И ДИАГРАММА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



## ДИАГРАММЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ, СКОРОСТИ И УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ

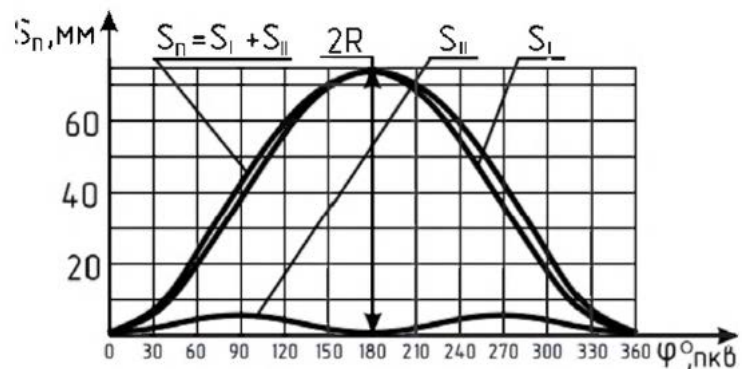


Диаграмма перемещения поршня

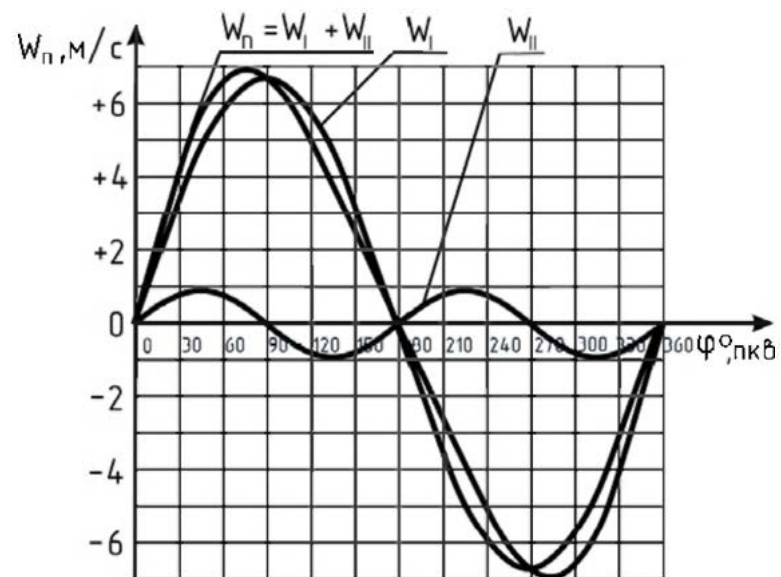


Диаграмма скорости поршня

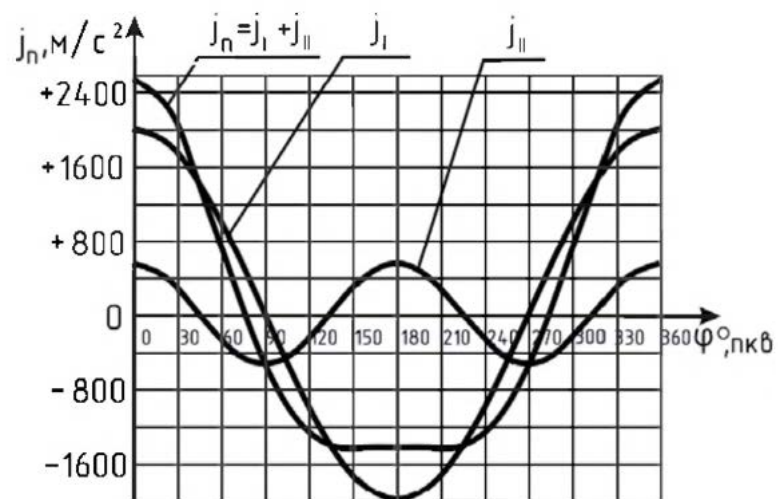
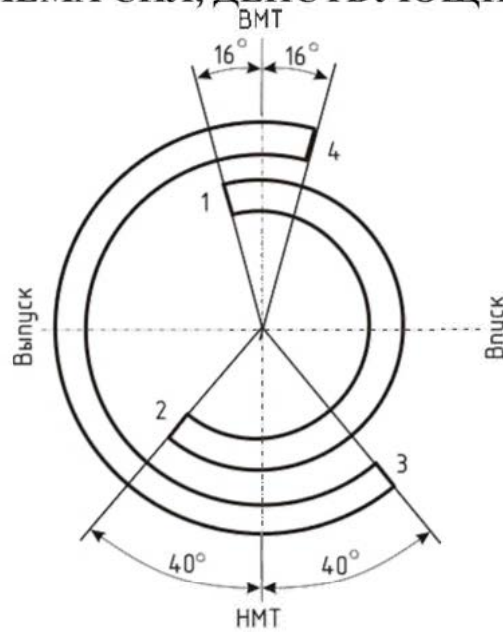
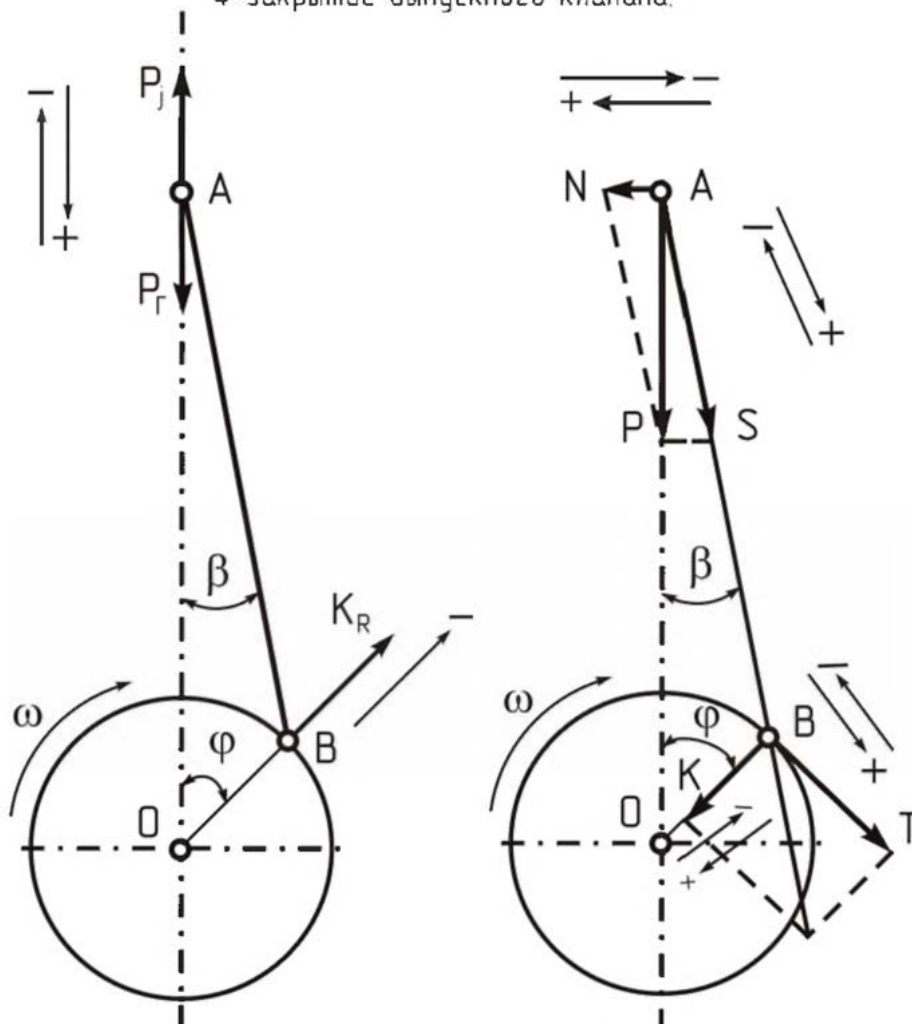


Диаграмма ускорения поршня

## ДИАГРАММА ФАЗ ГАЗОРАЗРЕДЕЛЕНИЯ И СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КШМ



- 1-открытие впускного клапана;  
2-закрытие впускного клапана;  
3-открытие выпускного клапана;  
4-закрытие выпускного клапана.



# СОДЕРЖАНИЕ ЛИСТА 1 ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

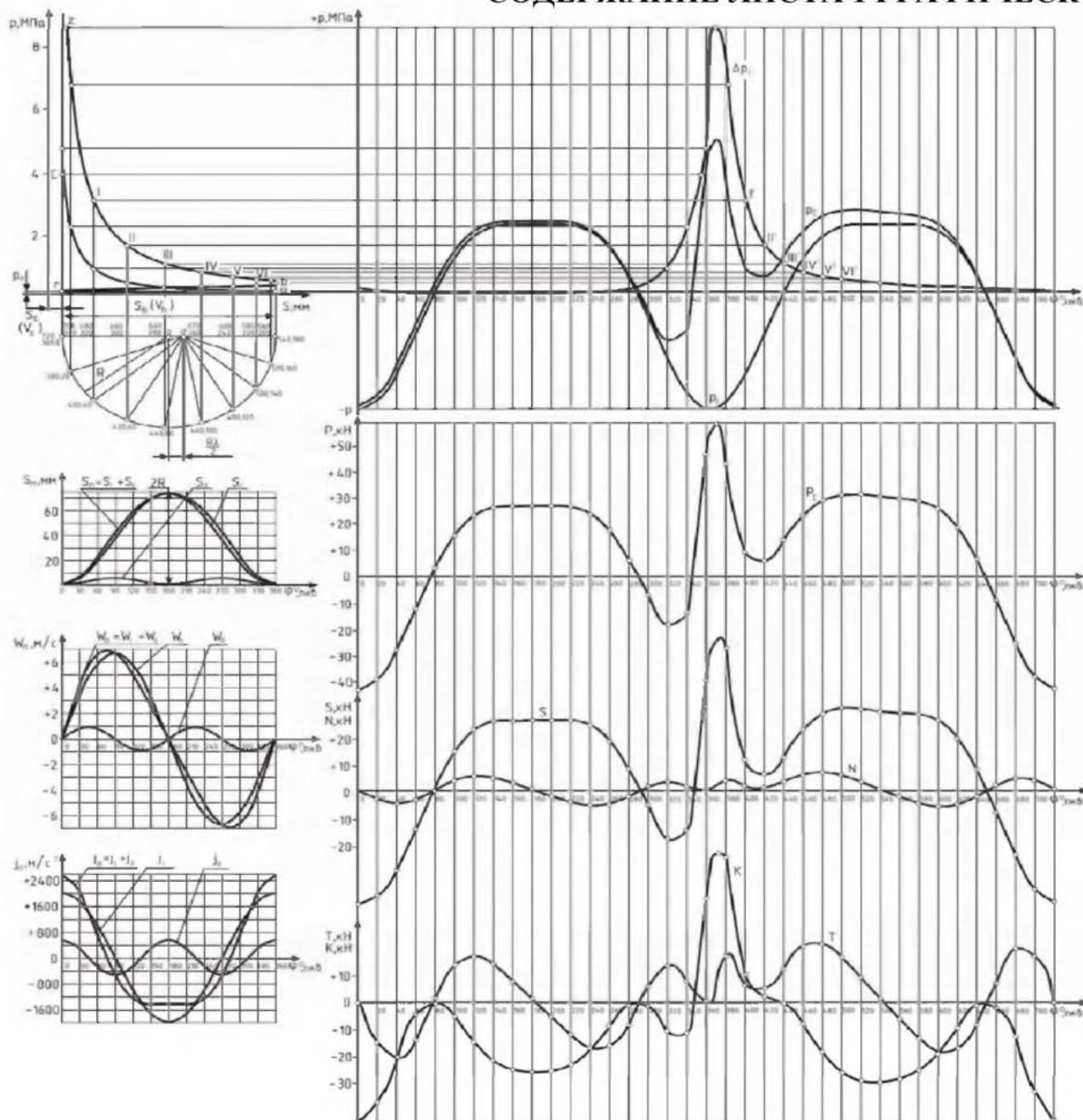
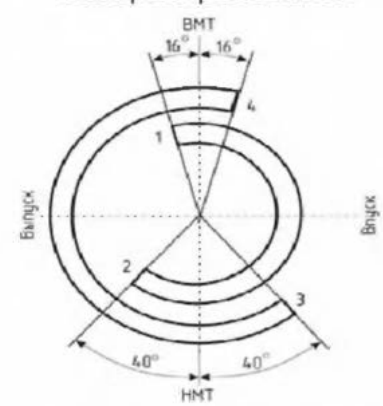


Диаграмма фаз газораспределения



- 1-открытие впускного клапана,
- 2-закрытие впускного клапана,
- 3-открытие выпускного клапана,
- 4-закрытие выпускного клапана.

Схема сил, действующих в КШМ

