

МИНИСТЕРСТВА ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра: Автотракторные двигатели и транспортная экология

КУРСОВАЯ РАБОТА

по предмету «Теплотехника и двигатели внутреннего сгорания»

Выполнила: студент группы 153-11 Сервис Машарипов Б.

Принял: Сидиков Ф.

Ташкент-2014

Введение

Целью данного курсового проекта является практическое обобщение и углубление знаний полученных при теоретическом изучении курса дисциплины «Двигатели внутреннего сгорания».

В процессе выполнения данного курсового проекта будет выполнен тепловой расчет бензинового двигателя, который включает в себя определение параметров конца всасывания, конца сжатия и т.д., и расчет рабочего тела, определение размеров цилиндра, такие как диаметр зеркала цилиндра и ход поршня. Также будет построена индикаторная диаграмма.

Тепловой расчет бензинового двигателя

Дано:

$$N_e = 80 \text{ кВт}$$

$$n = 5000 \text{ мин}^{-1}$$

$$\varepsilon = 8,0$$

$$\alpha = 0,94$$

$$S/D = 0,94$$

$$i = 4v$$

Прототип – В17

Детали – Д16

I. Выбор некоторых дополнительных данных

1.1. Давление окружающей среды:

$$P_o = 0,1033 \text{ Мпа}$$

1.2. Температура окружающей среды с учетом жаркого климата:

$$T_o = 310 \text{ К}$$

1.3. Давление остаточных газов:

$$P_z = 0,11 \text{ Мпа}$$

1.4. Температура остаточных газов:

$$T_z = 1050 \text{ К}$$

Подогрев свежего заряда:

$$\Delta T = 20^\circ \text{C}$$

1.5. Температура свежей смеси в момент поступления её в цилиндр:

$$T_o' = T_o + \Delta T = 310 + 20 = 330 \text{ К}$$

1.6. а) Политропа сжатия

$$n_1 = 1,35$$

б) Политропа расширения

$$n_2 = 1,25$$

Коэффициент дозарядки

$$\varphi = 1,1$$

1.7. Коэффициент активного выделения теплоты

$$\xi=0,85$$

1.8. Давления газов в цилиндре в конце всасывания

$$P_a=0,08 \text{ Мпа}$$

1.9. Низшая теплотворность бензина среднего состава

$$H_u=44 \text{ мДж/кг}$$

II. Определение параметров конца всасывания

2.1. Коэффициент остаточных газов

$$\gamma_{\text{ост}}=T_o'/T_z \cdot P_z / \varepsilon \cdot P_a - P_z = 330/1050 \cdot 0,11 / 8 \cdot 0,08 - 0,11 = 0,065$$

2.2. Определение температуры газов в цилиндре в конце всасывания

$$T_a=T_o' + \gamma_{\text{ост}} \cdot T_z / 1 + \gamma_{\text{ост}} = 330 + 0,065 \cdot 1050 / 1 + 0,065 = 374 \text{ К}$$

2.3. Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \varphi \cdot \varepsilon / \varepsilon - 1 \cdot P_a / P_o \cdot T_o / T_a \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) = 1,1 \cdot 8 / 8 - 1 \cdot 0,08 / 0,1033 \cdot 310 / 374 \cdot 1,065 = 0,76$$

III. Определение параметров конца сжатия

3.1. Определение давления газов в цилиндре в конце сжатия

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,08 \cdot 8^{1,35} = 1,37 \text{ Мпа}$$

3.2. Определение температуры газов в цилиндре в конце сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 374 \cdot 8^{1,35 - 1} = 774 \text{ К}$$

IV. Расчет рабочего тела

Состав бензина:

$$C=0,855$$

$$H_2=0,145$$

$$O_T=0$$

$$\mu=110 \dots 120$$

4.1. Определение теоретически необходимого количества воздуха в кг для полного сгорания 1 кг топлива

$$l_o = 1/0,23 \cdot (8 / 3 \cdot C + 8H_2 + O) = 4,34 \cdot (2,67 \cdot 0,865 + 8 \cdot 0,145 + 0) = 14,95 \text{ кг}$$

$$L_o = 1 / 0,21 \cdot (C / 12 + H / 4 + O / 32) = 4,76 \cdot (0,07 + 0,04) = 0,519 \text{ кмоль}$$

4.2. Определение продуктов сгорания при $\alpha = 0,94$. При неполном сгорании топлива выделяются следующие компоненты газов CO , CO_2 , H_2 , H_2O , N_2 . Для случая $\alpha < 1$ принимаем $K = 0,5$, где K – отношение числа молей водорода и окиси углерода.

Определение количества горючей смеси перед сгоранием в кг

$$G_r = 1 + \alpha \cdot l_0 = 1 + 0,94 \cdot 14,95 = 15,05 \text{ кг}$$

4.3. Определение количества горючей смеси в молях

$$M_1 = 1/\mu + \alpha \cdot L_0 = 1/115 + 0,94 \cdot 0,519 = 0,496 \text{ кмоль/кг}$$

4.4. Число молей CO в продуктах сгорания

$$M_{\text{CO}} = 0,42 \cdot (1 - \alpha) / (1 + K \cdot L_0) = 0,42 \cdot 0,06 / (1,5 \cdot 0,519) = 0,0087 \text{ кмоль/кг}$$

4.5. Число молей CO_2 в продуктах сгорания

$$M_{\text{CO}_2} = C / 12 - M_{\text{CO}} = 0,855 / 12 - 0,0087 = 0,0625 \text{ кмоль/кг}$$

4.6. Число молей H_2 в продуктах сгорания

$$M_{\text{H}_2} = M_{\text{CO}} \cdot K = 0,0087 \cdot 0,5 = 0,0044 \text{ кмоль/кг}$$

4.7. Число молей H_2O в продуктах сгорания

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = H / 2 - 0,0044 = 0,0681 \text{ кмоль/кг}$$

4.8. Число молей N_2 в продуктах сгорания

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 0,94 \cdot 0,519 = 0,3854 \text{ кмоль/кг}$$

4.9. Суммарное количество продуктов сгорания

$$M_2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = 0,0087 + 0,0625 + 0,0044 + 0,0653 + 0,3854 = 0,52 \text{ кмоль/кг}$$

4.10. Определение низшей теплотворности бензина:

$$\Delta H_u = 120000 \cdot (1 - \alpha) L_0 = 120000 \cdot 0,06 \cdot 0,519 = 3549 \text{ кДж/кг}$$

4.11. Определение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 0,529 / 0,496 = 1,07$$

4.12. Определение действительного коэффициента молекулярного изменения:

$$\mu = \mu_0 + \gamma_{\text{ост}} / (1 + \gamma_{\text{ост}}) = 1,07 + 0,065 / 1,065 = 1,065$$

V. Определение параметров конца сжатия

5.1. Уравнение сгорания для бензиновых двигателей имеет вид

$$\xi \cdot (H_u - \Delta H_u) / M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) + U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_2'' / (1 + \gamma_{\text{ост}}) = \mu U_z''$$

$$t_c = T_c - 273 = 774 - 273 = 501^\circ\text{C}$$

$$U_c = 11000 \text{ кДж/кмоль}$$

$$U_c'' = 12090 \text{ кДж/кмоль}$$

$$A = \xi \cdot (H_u - \Delta H_u) / M_1 \cdot (1 + \gamma_{\text{ост}}) + U_c + \gamma_{\text{ост}} \cdot U_2'' / (1 + \gamma_{\text{ост}}) = 0,85 \cdot (44000 - 3550) / 0,496 \cdot 1,065 + 11000 + 0,065 \cdot 12090 / 1,065 = 76156 \text{ кДж/кмоль}$$

следовательно

$$U_z'' = A / \mu = 76156 / 1,065 = 71508 \text{ кДж/кмоль}$$

$$t_z = 2430 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2430 + 273 = 2703 \text{ K}$$

5.2. Расчетное давление сгорания

$$P_z = \mu \cdot T_z / T_c \cdot P_c = 1,065 \cdot 2703 / 774 \cdot 1,37 = 4,9 \text{ МПа}$$

5.3. Степень повышения давления

$$\lambda = P_z / P_c = 4,9 / 1,37 = 3,57$$

5.4. Максимальное давление цикла с учетом скругления диаграммы:

$$P_{zd} = 0,85 \cdot P_z = 0,85 \cdot 4,9 = 4,16 \text{ МПа}$$

VI. Определение параметров расширения

6.1. Давление конца расширения

$$P_v = P_z / \varepsilon^{n_2} = 4,9 / 8^{1,25} = 0,36 \text{ МПа}$$

6.2. Температура конца расширения

$$T_v = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1} = 2703 / 8^{1,25 - 1} = 1607 \text{ K}$$

6.3. Среднее индикаторное расчетное давление цикла

$$P_{ip} = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} / \varepsilon - 1 \cdot [\lambda / n_2 - 1 \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_2 - 1}) - 1 / n_1 - 1 \cdot (1 - 1 / \varepsilon^{n_1 - 1})] = 0,892 \text{ МПа}$$

6.4. Действительное среднее индикаторное давление с учетом коэффициента скругления индикаторной диаграммы:

$$P_i = \varphi_{\text{скр}} \cdot P_{ip} = 0,97 \cdot 0,892 = 0,866 \text{ МПа}$$

VII. Основные показатели цикла

7.1. Индикаторный К.П.Д.

$$\eta_i = 8,314 \cdot M_1 \cdot P_i \cdot T_0 / H_u \cdot \eta_v \cdot P_0 = 8,314 \cdot 0,496 \cdot 0,866 \cdot 310 / 44 \cdot 0,76 \cdot 0,1033 = 0,32$$

7.2. Расход топлива на одну индикаторную силу в час

$$g_i = 3600 / H_u \cdot \eta_i = 3600 / 44 \cdot 0,32 = 256 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

7.3. Доля индикаторного давления затраченного на трение и привод вспомогательных агрегатов

$$P_m = A + B \cdot C_{\text{п}} = 0,04 + 0,0135 \cdot 15 = 0,242 \text{ МПа}$$

$$\text{При } S/D \leq 1 A = 0,04; B = 0,0135; C_{\text{п}} = 15 \text{ м/с}$$

7.4. Среднее индикаторное давление цикла

$$P_e = P_i - P_m = 0,866 - 0,242 = 0,624 \text{ МПа}$$

7.5. Механический К.П.Д.

$$\eta_m = P_e / P_i = 0,624 / 0,866 = 0,72$$

7.6. Эффективный К.П.Д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,32 \cdot 0,72 = 0,24$$

7.7. Удельный расход топлива

$$g_e = 3600 / H_u \cdot \eta_e = 3600 / 44 \cdot 0,24 = 355,7 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

VIII. Основные размеры цилиндра

8.1. Рабочий объем одного цилиндра

$$V_{\text{л}} = 120 \cdot N_e / P_e \cdot n \cdot i = 120 \cdot 80 / 0,624 \cdot 5000 \cdot 2 = 0,769 \text{ л}$$

8.2. Диаметр зеркала цилиндра

$$D_{\text{ц}} = 0,769 / 0,785 \cdot 0,94 = 0,992 \text{ дм} = 99,2 \text{ мм}$$

8.3. Ход поршня

$$S = D_{\text{ц}} \cdot S/D = 99,2 \cdot 0,94 = 93,2 \text{ мм}$$

Принимаем

$$D_{\text{ц}} = 99 \text{ мм}$$

$$S = 93 \text{ мм}$$

8.4. Средняя скорость поршня

$$C_{\text{п}} = S \cdot n / 3 \cdot 10^3 = 93 \cdot 5000 / 30000 = 15,5 \text{ м/с}$$

8.5. Разница скорости поршня

$$C_{\text{п}} - C_{\text{п}} / C_{\text{п}} \cdot 100\% = 15,5 - 15 / 15,5 \cdot 100\% = 3,2\%$$

8.6. Литраж двигателя

$$V_{\text{h}} = 0,78 \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i = 0,78 \cdot 9,92^2 \cdot 9,3 \cdot 4 = 3060 \text{ см}^3 = 3,06 \text{ л}$$

8.7. Эффективная мощность

$$N_{\text{мах}} = P_e \cdot V_{\text{h}} \cdot n / 120 = 0,624 \cdot 3,06 \cdot 5000 / 120 = 79,5 \text{ кВт}$$

8.8. Индикаторная мощность

$$N_{\text{i}} = N_{\text{мах}} / \eta_{\text{м}} = 79,5 / 0,79 = 110 \text{ кВт}$$

8.9. Литровая мощность

$$N_{\text{л}} = N_{\text{мах}} / V_{\text{h}} = 79,5 / 3,06 = 20 \text{ кВт/ч}$$

8.10. Эффективный крутящий момент

$$M_e = 10^3 \cdot N_{\text{мах}} / n = 10^3 \cdot 79,5 / 5000 = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

8.11. Индикаторный крутящий момент

$$M_{\text{i}} = M_e / \eta_{\text{м}} = 15,2 / 0,72 = 21,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Построение индикаторной диаграммы

$D_{\text{ц}} = 99 \text{ мм}$, $S = 93 \text{ мм}$

$\varepsilon = 8,0$

Принимаем масштаб

Масштаб хода поршня $m_s = 1,0$

Масштаб давления $m_p = 0,025$

Приведенная величина

$AB = m_s \cdot S = 1,0 \cdot 93 = 93 \text{ мм}$

$OA = AB / \varepsilon - 1 = 93 / 8 - 1 = 13,2 \text{ мм}$

Максимальная высота диаграммы

$4,9 / 0,025 = 196 \text{ мм}$

$4,16 / 0,025 = 166,4 \text{ мм}$

Ординаты точек

$$1,32 / 0,025 = 53 \text{ мм}$$

$$0,12 / 0,025 = 5 \text{ мм}$$

$$0,4 / 0,025 = 16 \text{ мм}$$

$$0,08 / 0,025 = 3,4 \text{ мм}$$

Определение углов лучей при $\alpha=15^{\circ}$

$$\text{tg}\beta_1 (1 + \text{tg}\alpha)^{n_1} - 1 = (1 + \text{tg}15)^{1,38} - 1 = 21^{\circ}$$

$$\text{tg}\beta_2 (1 + \text{tg}\alpha)^{n_2} - 1 = (1 + \text{tg}15)^{1,25} - 1 = 19^{\circ}$$

Заключение

В соответствие с заданием в данном курсовом проекте были разработаны основные параметры бензинового двигателя такие как: параметры конца всасывания, параметры конца сжатия, параметры конца сгорания, параметры расширения, был произведен расчет рабочего тела.

Также были определены основные размеры цилиндра, так:

- Диаметр зеркала цилиндра составил – 99 мм
- Рабочий ход поршня – 93 мм

Была построена индикаторная диаграмма.

Список использованной литературы

1. Каримов И.А. «Мировой финансово–экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана». – Т.: Узбекистан, 2009, 56 с.
2. Колчин А.И., Демидов В.П. «Расчет автомобильных и тракторных двигателей» – М.: Высшая школа. 2008 – 496 с.
3. Методическое указание для выполнения теплового расчета по дисциплине «Двигатели внутреннего сгорания» – Ташкент, 2004 – 30 с.
4. Арипджанов М.М. «ИЁДларнилоийхалаш» – Тошкент: Укитувчи, 1993 – 72с .